



---

Titulació:

MÁSTER EN INGENIERÍA AERONÁUTICA

Alumno:

ENRIQUE LÓPEZ RODENAS

Título TFM:

DISEÑO DE UN DISPOSITIVO DE SEÑALIZACIÓN PARA EVITAR LA COLISIÓN  
DE AVES CON EL CABLEADO ELÉCTRICO

Director TFM: ENRIQUE ORTEGA

Codirector TFM: JORDI PONS-PRATS (CIMNE), JAUME BALSELLS PORTA  
(BIRDING NATURA)

Convocatoria de entrega:

JUNY 2016

Contenido de este volumen:

---

**DOCUMENTO 1.-MEMORIA**



i.	Objetivo.....	8
ii.	Justificación .....	9
iii.	Alcance .....	10
iv.	Especificaciones y requerimientos.....	11
1.	Introducción y estado del arte .....	12
1.1	Estudio de los factores que afectan a las colisiones .....	12
1.1.1	Características biológicas de las aves.....	12
1.1.2	Características del tendido eléctrico .....	14
1.2	Dispositivos anti-colisión actuales .....	16
2.	Diseño conceptual.....	20
2.1	Consideraciones preliminares y limitaciones de diseño .....	20
2.2	Factores considerados en el diseño conceptual del dispositivo .....	22
2.3	Factores considerados en el diseño del sistema de sujeción.....	23
3.	Diseño preliminar del dispositivo.....	25
3.1	Tipos de rotores, turbinas y hélices .....	25
3.1.1	Turbina tipo Savonius.....	26
3.1.2	Turbina tipo Darrieus .....	26
3.1.3	Turbina tipo Gorlov .....	28
3.2	Características del rotor .....	30
3.2.1	Dimensiones .....	31
3.2.2	Número de palas .....	32
3.2.3	Perfil de la pala .....	33
3.2.4	Solapamiento de las palas.....	35
3.2.5	Torsión de las palas .....	36
3.2.6	Número de etapas.....	37
3.2.7	Otros aspectos.....	39
3.2.8	Configuración final del diseño preliminar .....	39
4.	Estudio aerodinámico del rotor .....	41
4.1	Casos de estudio.....	41
4.2	Geometrías de análisis .....	42
4.3	Discretización del problema.....	43
4.3.1	Generación de la malla.....	43
4.3.2	Mallado del rotor y capa límite .....	44

4.4	Configuración del problema.....	46
4.4.1	Condiciones de contorno .....	46
4.4.2	Modelo de turbulencia.....	47
4.4.3	Valores de referencia .....	47
4.4.4	Cálculo paso de tiempo .....	48
4.4.5	Métodos de cálculo .....	49
5.	Resultados y discusiones.....	50
5.1	Análisis estático.....	50
5.1.1	Campo de presiones estáticas.....	50
5.1.2	Campos de velocidades .....	51
5.1.3	Coeficiente de torque estático .....	53
5.1.4	Coeficiente de arrastre estático .....	54
5.2	Análisis dinámico.....	55
5.2.1	Campo de presiones estáticas.....	55
5.2.2	Campos de velocidades .....	56
5.2.3	Coeficiente de torque.....	58
5.2.4	Coeficiente de arrastre.....	60
5.3	Discusión de los resultados .....	61
6.	Conclusiones y trabajo futuro .....	64
7.	Presupuesto .....	65
8.	Planificación del proyecto .....	66
9.	Tareas futuras.....	67
10.	Bibliografía .....	69

Figura 1 Colisiones por especie (Rafart, 2014).....	14
Figura 2 Disposición cableado eléctrico.....	15
Figura 3 Colisiones según tendido eléctrico (Rafart, 2014) .....	16
Figura 4 Áreas seleccionadas (Ferrer, 2012) .....	19
Figura 5 Tiras de neopreno (izquierda), espirales (centro) y abrazaderas (derecha) (Ferrer, 2012) .....	19
Figura 6 Sistema de sujeción “SnapFast” .....	24
Figura 7 Sistema de sujeción “Saprem” .....	24
Figura 8 Turbina de viento de eje vertical (izquierda) y eje horizontal (derecha) .....	25
Figura 9 Turbina tipo Savonius.....	26
Figura 10 Eggbeater-type Darrieus (Izquierda) y H-type Darrieus (Derecha) .....	26
Figura 11 Principio de funcionamiento turbina tipo Darrieus .....	27
Figura 12 Turbina híbrida Savonius-Darrieus .....	28
Figura 13 Paletas guía en turbina tipo Darrieus.....	28
Figura 14 Turbina tipo Gorlov .....	29
Figura 15 Variaciones turbina tipo Savonius (Akwa, Vielmo, & Prisco Petry, 2012).....	30
Figura 16 Ángulo de ataque .....	31
Figura 17 Esquema rotor con dos palas (arriba) y tres palas (abajo) (Hadi, 2013) .....	32
Figura 18 Coeficiente de torque estático a lo largo de una revolución para dos palas (izquierda) y tres palas (derecha) (Hadi, 2013) .....	32
Figura 19 Coeficiente de torque en función de $\lambda$ para dos palas (izquierda) y tres palas (derecha) (Hadi, 2013) .....	33
Figura 20 Coeficiente de torque vs ángulo de rotación (Bashar, 2014).....	34
Figura 21 Coeficiente de torque vs $\lambda$ (Bashar, 2014).....	34
Figura 22 Solapamiento de palas .....	35
Figura 23 Coeficiente de torque vs Ángulo de rotación (Niaz Morshed, 2010) .....	35
Figura 24 Coeficiente de torque vs $\lambda$ (Patel, Patel, Prabhu, & Eldho, 2013) .....	36
Figura 25 Modelo turbina Savonius con torsión de las palas.....	36
Figura 26 Área proyectada según ángulo de rotación a diferentes ángulos de torsión (Lee, Lee, & Lim, 2014) .....	37
Figura 27 Coeficiente de torque vs Ángulo de rotación a diferentes ángulos de torsión (Lee, Lee, & Lim, 2014).....	37
Figura 28 Modelo turbina sin etapas (izquierda) y con etapas (derecha) .....	37
Figura 29 Coeficiente de torque vs Ángulo de rotación (Hayashi, Li, Hara, & Suzuki, 2005).....	38
Figura 30 Coeficiente de torque vs TSR para un modelo sin etapas (izquierda) y con tres etapas (derecha) (Hayashi, Li, Hara, & Suzuki, 2005) .....	38
Figura 31 Diferencia de amplitudes del coeficiente de torque (Hayashi, Li, Hara, & Suzuki, 2005) .....	39
Figura 32 Diagrama de flujo .....	41
Figura 33 Modelos del rotor. Modelo 1 (izquierda), Modelo 2 (Centro) y Modelo 3 (Derecha) .....	42
Figura 34 Dominio del análisis .....	43
Figura 35 Mallado de las regiones.....	44
Figura 36 Ley de pared .....	45
Figura 37 Mallado capa límite .....	46

Figura 38 Condiciones de contorno .....	46
Figura 39 Distribución de presiones en el modelo 1 a $20^\circ$ .....	50
Figura 40 Distribución de presiones en el modelo 2 a $20^\circ$ .....	51
Figura 41 Distribución de presiones en el modelo 3 a $20^\circ$ .....	51
Figura 42 Distribución de velocidades en el modelo 1 a $20^\circ$ .....	52
Figura 43 Distribución de velocidades en el modelo 2 a $20^\circ$ .....	52
Figura 44 Distribución de velocidades en el modelo 3 a $20^\circ$ .....	53
Figura 45 Coeficiente de momento estático ( <b>CTs</b> ) versus Ángulo de incidencia ( $\alpha$ ) .....	54
Figura 46 Coeficiente de arrastre estático ( <b>CFs</b> ) versus Ángulo de incidencia ( $\alpha$ ) .....	54
Figura 47 Distribución de presiones en el modelo 1 a $\lambda=0.4$ .....	55
Figura 48 Distribución de presiones en el modelo 2 a $\lambda=0.4$ .....	56
Figura 49 Distribución de presiones en el modelo 3 a $\lambda=0.4$ .....	56
Figura 50 Distribución de velocidades en el modelo 1 a $\lambda=0.4$ .....	57
Figura 51 Distribución de velocidades en el modelo 2 a $\lambda=0.4$ .....	57
Figura 52 Distribución de velocidades en el modelo 3 a $\lambda=0.4$ .....	58
Figura 53 Coeficiente de momento ( <b>CM</b> ) versus Ángulo de incidencia ( $\alpha$ ) a $\lambda=0.4$ .....	58
Figura 54 Coeficiente de momento ( <b>CT</b> ) versus $\lambda$ .....	59
Figura 55 Coeficiente de arrastre ( <b>CF</b> ) versus Ángulo de incidencia ( $\alpha$ ) a $\lambda=0.4$ .....	60
Figura 56 Configuración final del dispositivo .....	62
Figura 57 Ángulo de balanceo .....	62
Figura 58 Sistema de contrapeso .....	63
Figura 59 Dispositivo final .....	63
Figura 60 Diagrama de Gantt .....	66
Figura 61 Fases futuras .....	68

Tabla1 Esferas (Avian Power Line Interaction Committee, 2012).....	17
Tabla 2 Espirales (Avian Power Line Interaction Committee, 2012).....	17
Tabla 3 Dispositivos en suspensión (Avian Power Line Interaction Committee, 2012).....	18
Tabla 4 Diseños considerados en el diseño conceptual del dispositivo.....	22
Tabla 5 Diseños considerados en el diseño conceptual del sistema de sujeción .....	23
Tabla 6 Tabla selección de tipo de turbina .....	29
Tabla 7 Rango dimensiones modelo .....	31
Tabla 8 Dimensiones de los modelos .....	42
Tabla 9 Parámetros del fluido .....	48
Tabla 10 Parámetros de paso de tiempo .....	48
Tabla 11 Paso de tiempo en función de $\lambda$ .....	49
Tabla 12 Máximos y mínimos de $CT$ para distintos $\lambda$ .....	60
Tabla 13 Área del rotor .....	63
Tabla 14 Coste de personal .....	65
Tabla 15 Coste de servicios .....	65
Tabla 16 Coste total .....	65
Tabla 17 Cronograma .....	66

## **i. Objetivo**

El objetivo principal de este Trabajo Final de Máster es el diseño de un dispositivo de señalización que permita evitar la colisión de aves contra el tendido eléctrico. En el estudio presentado se abordaran las primeras etapas de desarrollo del diseño preliminar del dispositivo. Este trabajo se enmarca dentro de un proyecto de diseño y validación de dispositivos anti-colisión promovido por la empresa *Birding Natura* y desarrollado en colaboración con el *Centro Internacional de Métodos Numéricos en Ingeniería (CIMNE)*.



## ii. Justificación

Los impactos de aves con el cableado en líneas eléctricas es un grave problema para el ecosistema, ya que afecta al patrón de conducta de las aves y principalmente, a su supervivencia como especie. Lejos de disminuir la cantidad de colisiones, la creciente extensión de la red eléctrica hace que las colisiones se incrementen. Además, los dispositivos actuales destinados a evitar dichas colisiones son poco eficientes y escasos en número en comparación con los kilómetros de cableado existente. Por ello, en este trabajo se aborda esta problemática y se propone el diseño de un elemento de señalización que permita a las aves la correcta visualización del cableado eléctrico, a fin de que las mismas puedan evitar la colisión.

Este trabajo se realiza en el marco de un proyecto de mayor envergadura promovido por *Birding Natura*, empresa catalana afincada en Sant Guim de Freixenet (Lérida) que cuenta con años de experiencia en la protección y preservación de la fauna. Colabora también en el proyecto el *Centro de Investigación de Métodos Numéricos en Ingeniería*.

### iii. Alcance

Los aspectos tratados en este TFM cubren el estudio y diseño preliminar del dispositivo de señalización del tendido eléctrico. Concretamente, el desarrollo del proyecto incluye:

- Estudio de la problemática de las colisiones y de las soluciones actuales.
- Análisis de las opciones de diseño
- Diseño preliminar
  - Aprendizaje y estudio del software *Ansys*® para la simulación aerodinámica del dispositivo, ello incluye:
    - Estudio del módulo de geometría
    - Estudio del módulo de generación de malla
    - Estudio del módulo de cálculo CFD *Fluent*®
  - Estudio aerodinámico de diferentes configuraciones del dispositivo de señalización.
  - Análisis resultados y determinación configuración final para la construcción del prototipo orientado a ensayos.

## iv. Especificaciones y requerimientos

El dispositivo que se diseña en este trabajo consiste en un elemento que se coloca en el cableado eléctrico con el propósito de evitar las colisiones de las aves con éstos. Para su correcto funcionamiento el diseño deberá cumplir con ciertas especificaciones y restricciones. Desde el punto de vista de su operación, a fin de evitar el máximo las colisiones, el dispositivo deberá ser lo más visible posible en cualquier condición ambiental (día, noche, sol, lluvia, niebla...) a fin de que las aves divisen el obstáculo con suficiente antelación para poder evitarlo. Si bien por un lado las dimensiones del dispositivo deberán ser lo suficientemente grandes para su correcta visualización, las mismas han de evitar cualquier interferencia o contacto con su entorno (cableado contiguo, torres eléctricas, etc.). Se deberá tener en cuenta también el peso del diseño y los requisitos de seguridad de su instalación.

Otro aspecto importante a tener en cuenta es el coste del dispositivo que ha de ser competitivo en el mercado existente. Ello implica un diseño sencillo, materiales lo más económicos posible (dentro de las limitaciones de peso mencionadas), ecológicamente compatibles y con una gran resistencia a las distintas condiciones ambientales, especialmente ante los rayos UV. Adicionalmente, el sistema de instalación y mantenimiento deberá ser lo más sencillo y económico posible.

La vida útil del producto es también un factor importante a tener en cuenta, ya que directamente afecta el coste final del producto. Estimativamente, los dispositivos actuales no suelen tener una vida más allá de los dos años, debido principalmente a la pérdida de visibilidad debida a los rayos UV que deterioran y decoloran los materiales o por rotura de algún elemento del dispositivo (principalmente en dispositivos móviles) debido al desgaste producido por el medio.

## 1. Introducción y estado del arte

Con el objetivo de determinar aquellos factores que más afectan a las colisiones de las aves, en este capítulo se hará en primer lugar un análisis de las causas de las colisiones, tanto las debidas a la propia biología de las especies como las debidas a los aspectos técnicos del cableado eléctrico.

Además, actualmente existe en el mercado una gran variedad de dispositivos para evitar las colisiones de las aves con el tendido eléctrico, diseñados para satisfacer ciertas condiciones de operación y costes de construcción y mantenimiento. Por ello, se hará en segundo lugar un estudio de estos dispositivos, determinando los aspectos favorables y desfavorables de cada uno de ellos a fin de identificar aquellos sistemas que sean más efectivos para el desarrollo del proyecto.

### 1.1 Estudio de los factores que afectan a las colisiones

#### 1.1.1 Características biológicas de las aves

El riesgo de colisión con el tendido eléctrico es influenciado por diversas características biológicas de las aves, véase por ejemplo (Avian Power Line Interaction Committee, 2012). A continuación se detallan las más relevantes:

- **Tamaño, peso y maniobrabilidad**

Los estudios determinan que las aves con alta carga alar (relación entre el peso corporal y la superficie alar) y con una menor relación de aspecto (relación entre el cuadrado de la envergadura del ala con la superficie alar) son más susceptibles a las colisiones con el tendido eléctrico, ya que generalmente estas especies sufren de falta de maniobrabilidad para evitar los obstáculos rápidamente. Además, aves rápidas también son más vulnerables ya que disponen de un menor tiempo de reacción.

- **Comportamiento en vuelo**

Existen diversos comportamientos en vuelo de las aves que influyen en el riesgo de colisión:

- **Comportamiento gregario**

La densidad de las bandadas de aves dejan poco espacio para la evasión de los obstáculos, y las aves que vuelan a la cabeza de la formación obstruyen la visión a las que lo hacen por detrás.

- **Patrones de altura de vuelo**

Dentro del patrón de altura de vuelo existen dos casos diferenciados: las aves migratorias de larga distancia y las migratorias diarias. Las primeras pueden volar distancias extremadamente largas sin detenerse, y por lo tanto, disminuye el tiempo de vuelo a bajas altitudes, disminuyendo el riesgo de colisión. Las aves migratorias diarias, al hacer vuelos más cortos, tienen una alta exposición al cableado durante los ascensos y descensos aumentando el riesgo de colisión.

- **Visión**

Los ojos de la mayoría de las aves están en los lados de la cabeza, lo que les permite ver las cosas en cada lado, al mismo tiempo, así como frente a ellos. Si bien este amplio campo de visión permite a las aves detectar depredadores y obstáculos con facilidad. Los ojos muy espaciados tienden a dificultar la percepción de la profundidad, salvo en el área donde se superponen los ojos de los campos de visión. Además, las aves tienen puntos ciegos causados por la longitud, anchura y posición de sus picos.

En las aves depredadoras, los ojos están más cerca de la parte frontal de la cabeza, dándoles la visión binocular, lo que es importante para estimar distancias y perseguir a la presa. Esta mayor percepción de la profundidad también las hace menos vulnerables a las colisiones que las aves con ojos a los lados de su cabeza.

Otro factor importante a tener en cuenta es la sensibilidad a los rayos ultravioletas. Sobre esta base, muchos de los dispositivos anti-colisión existentes en el mercado han aplicado materiales que reflejan los rayos UV provenientes del Sol para ayudar a las aves a su detección.

Por último, las aves tienen una muy alta resolución de movimientos rápidos, por encima de los 100 Hz (los humanos tienen una percepción del movimiento no superior a 30 Hz), eso les ayuda a la visualización del entorno durante el vuelo.

- **Edad**

La edad de las aves influye en el riesgo de colisión, ya que las aves de más edad suelen estar acostumbradas a la presencia de las líneas eléctricas, mientras que las crías no, y además, tienen menos control del vuelo lo que las hace más vulnerables.

- **Hora del día y estación**

Se producen más colisiones durante las horas nocturnas debido a la incapacidad de detectar los cables con en unas condiciones tan bajas de luminosidad.

- **Hábitat**

Para las aves no migratorias, la altitud de vuelo suele estar dentro del rango medio de alturas del tendido eléctrico, lo que aumenta el riesgo de colisiones. El riesgo de colisión también

aumenta si las líneas eléctricas se encuentran próximas a las zonas de anidación, forrajeo o descanso de las aves.

A fin de cuantificar cómo afectan las características biológicas mencionadas arriba en el riesgo de colisión, se presenta a continuación datos extraídos de (Rafart, 2014). Dicho estudio analiza los casos registrados de colisiones con el tendido eléctrico en Cataluña hasta finales de 2014, relacionando los episodios de colisiones con la especie de las aves. En la Figura 1 se observa como el flamenco, el capón real y las cigüeñas, cuyos desplazamientos son gregarios, han tenido una tasa más alta de colisiones. Este patrón está con consonancia con la influencia de los patrones de vuelo en las colisiones mencionado anteriormente.

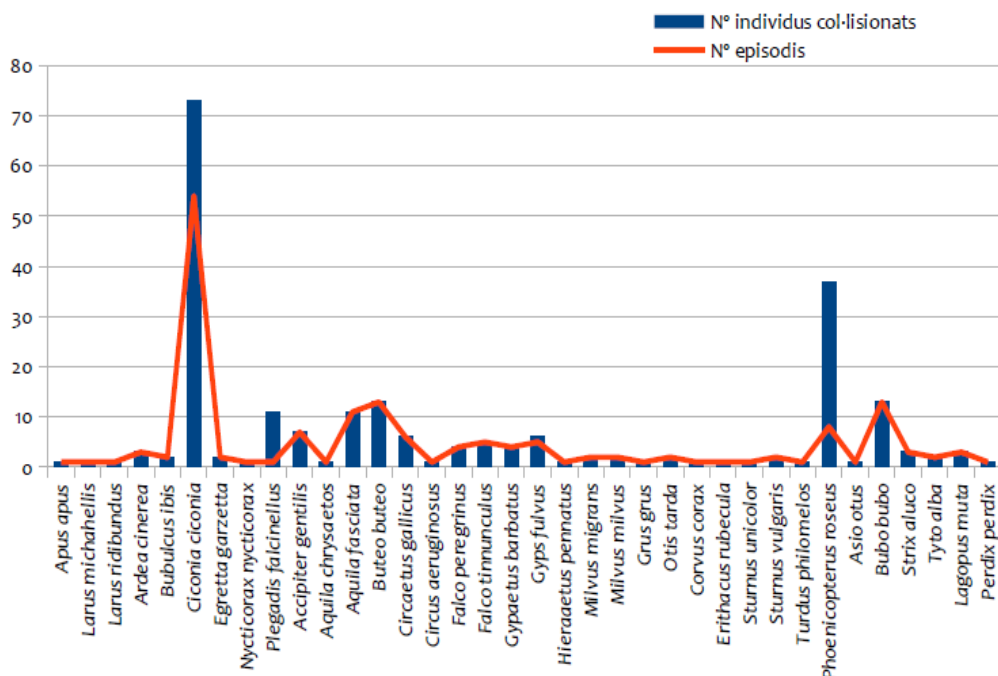


Figura 1 Colisiones por especie (Rafart, 2014)

### 1.1.2 Características del tendido eléctrico

Según (Avian Power Line Interaction Committee, 2012), las características del tendido eléctrico que tienen una mayor influencia en el riesgo de colisión de las aves son las siguientes:

- **Disposición y diámetro variable de las líneas**

Los cables de tierra tienen un diámetro menor que los cables de fase (1-1.3cm cables tierra por 2.5-5cm cables fase) y suele estar en la parte superior. Típicamente, las aves tienden a elevar el vuelo para evitar los cables de fase, ya que son más visibles, y por falta de visión y/o de maniobrabilidad, no pueden evitar el cable tierra, haciéndolos mucho más peligrosos.

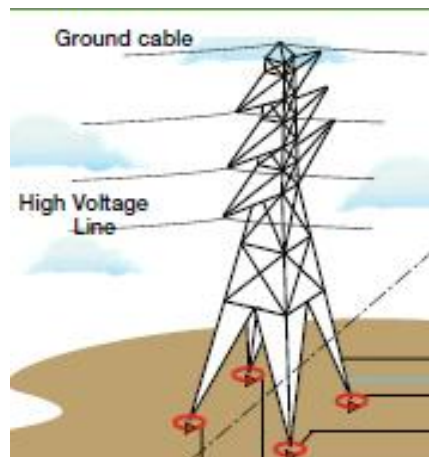


Figura 2 Disposición cableado eléctrico

- **Emplazamiento de las líneas**

La proximidad de las líneas a las zonas de aterrizaje y despegue de las aves aumentan el riesgo de colisión.

- **Orientación de las líneas**

La orientación de las líneas respecto a las características biológicas (comportamiento en vuelo, estación, hábitat...) y condiciones ambientales (características topográficas, patrones meteorológicos) influyen en el riesgo de colisión. Por ejemplo, en una línea eléctrica con una orientación perpendicular respecto a una característica topográfica (cresta montaña, valles de un río...), el riesgo de colisión es mayor que con una orientación paralela. En el caso de la dirección del viento, con vientos de cola, las aves pierden capacidad de maniobra, lo que aumenta el riesgo en el caso de líneas eléctricas perpendiculares a la dirección del viento predominante en la zona.

- **Configuración de la línea**

La alineación de los cables (vertical u horizontal) y el número de conductores afectan al riesgo de colisión. Por ejemplo, el estudio (Rafart, 2014) analiza el número de colisiones producidas en Cataluña hasta finales de 2014 según la configuración de la línea, ver Figura 3. Como se puede observar, la mayor parte de las colisiones se han producido en las líneas de media tensión (LMT), posiblemente porque hay mucha más extensión de cableado que en las líneas de muy alta tensión (MAT), y por lo tanto existe una mayor probabilidad de colisión. En las líneas LMT, además de la cantidad de kilómetros y su localización, destaca la frecuencia de accidentes en las líneas con soporte del Tipo 9, las cuales disponen de doble circuito. En el caso de las líneas MAT, los modelos Tipo 1 y 2 sufren una mayor accidentalidad que el modelo Tipo 3, esto puede ser debido a la cantidad de líneas y su disposición en el plano vertical. Esto hace

## INTRODUCCIÓN Y ESTADO DEL ARTE

que las aves tengan menos tiempo de reacción para evitar la colisión, y esto se suma al hecho de que los cables tierra situados en la parte superior de la torre y de diámetro inferior a los cables de distribución, incrementa notoriamente el riesgo de colisiones.

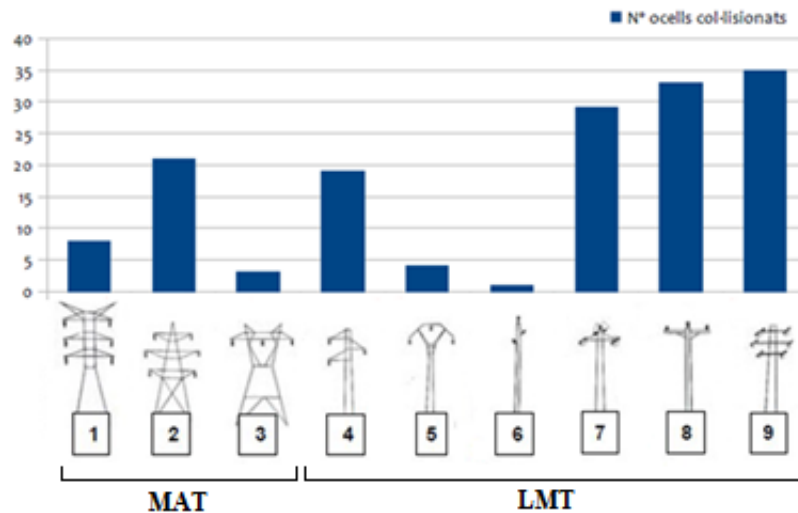


Figura 3 Colisiones según tendido eléctrico (Rafart, 2014)

- **Indicadores lumínicos**

Diversos estudios han determinado que las luces blancas y rojas de las torres pueden desorientar a las aves migratorias, especialmente en condiciones de mal tiempo y baja visibilidad (Gehring, Kerlinger, & Manville, 2009). Estas luces pueden causar desorientación en las aves y que choquen con la estructura iluminada, con los cables de retención, o entre sí. También puede inducir a las aves a volar entorno al sistema lumínico, que puede producir agotamiento, lesiones o la muerte.

### 1.2 Dispositivos anti-colisión actuales

Numerosos estudios realizados han determinado que la utilización de medidas anti-colisión reducen los accidentes aunque el nivel de efectividad de las mismas dependa en gran medida su localización, tipo de línea y las especies de aves presentes en la zona, ver por ejemplo (Jenkins, Smallie, & Diamond, 2010). Debido a que existen pocos estudios comparativos, no existe una conclusión definitiva sobre cuál es el sistema de prevención más fiable. Sin embargo, se ha determinado que cualquier dispositivo suficientemente grande que aumente el espesor aparente de la línea en al menos 20 cm y se emplacen al menos cada 5 o 10 m, es probable reducir la tasa de colisiones entre el 50% y 80%. Para ello, los sistemas típicamente empleados se pueden agrupar en tres tipos básicos: esferas, espirales y dispositivos en suspensión (de balanceo, aleteo o fijos).



- **Esferas o Balones**

Estos dispositivos son elementos esféricos anclados al cableado, que suelen ser de colores vivos o reflectantes para aumentar su visibilidad. Su efectividad es limitada, especialmente durante la noche y suelen utilizarse junto con otros dispositivos. A continuación se detalla en la Tabla 1 algunos ejemplos de este tipo de dispositivos.



Nombre	Descripción	Dimensiones	Espaciado
<b>Esferas o Balones</b> 	Esferas coloridas ancladas a los cables	Diámetro (23-137cm)	Típicamente 20m
<b>Inotec BFD 88</b> 	Esfera de metal reflectante	Diámetro de 7cm	

Tabla 1 Esferas (Avian Power Line Interaction Committee, 2012)

- **Espirales**

En general, estos dispositivos tipo espiral son elementos cilíndricos alargados y enrollados al cableado, pueden tener diferentes colores, tamaños y diámetros (ver Tabla 2).




Nombre	Descripción	Dimensiones	Espaciado
<b>Spiral Vibration Damper (SVD)</b> 	Plástico extruido (PVC) ajustado al cableado	Longitudes entre 112 a 165cm	Desde 4.6 hasta 21m de separación
<b>Bird-Flight Diverter (BFD)</b> 	Espiral hecha de PVC de alto impacto ajustado por un extremo al cableado, y diámetro creciente	Longitudes desde 17.8 a 59.7cm. Diámetro mayor de 3.8-12.7cm	Rango desde 4.6 hasta 21m
<b>Swan-Flight Diverter (SVD)</b> 	Similar a BFD, Pero ajustado por ambos extremos al cableado	Longitudes desde 50.8 a 116.8cm Diámetro espira central desde 17.8 a 20.3cm	Rango desde 15 a 30cm

Tabla 2 Espirales (Avian Power Line Interaction Committee, 2012)

- **Dispositivos en suspensión**

Los dispositivos en suspensión tienen diseños diversos, y pueden ser simples tiras de neopreno hasta paneles reflectantes, pero tienen en común que son dispositivos móviles, tanto por rotación como movimiento aleatorio, lo que aumenta su visibilidad y eficacia.





Nombre	Descripción	Dimensiones	Espaciado
<b>Diseños generales</b> 	Elementos fijos y móviles, de plástico, formas y colores diversos	Tamaño y forma diversos	Desde 5 hasta 30m
<b>FireFly</b> 	Elemento giratorio con superficies reflectantes y fotolumíscas	Plástico acrílico de 9x15cm	Desde 4.6 a 15.2m
<b>BirdMark BM-AG</b> 	Disco giratorio perforado con superficie central reflectante y brillante	29.21cm a lo largo y disco de 13.33cm de diámetro	Espaciado de 4.6m
<b>Baliza Avifauna</b> 	Elemento con dos tiras de neopreno cruzadas	Bandas de neopreno de 6x28cm	Cada 24m

Tabla 3 Dispositivos en suspensión (Avian Power Line Interaction Committee, 2012)

Para determinar la eficacia de los sistemas anti-colisión, se han realizado diversos estudios. Por ejemplo, (Ferrer, 2012) analiza diferentes soluciones actuales teniendo en cuenta características físicas del terreno y aspectos técnicos del tendido eléctrico que determinan la eficacia de los dispositivos estudiados en las colisiones.

En la primera parte del trabajo se estima la mortalidad según la caracterización de las líneas (tensión nominal, altura de torreta, número y disposición de los cables...) y características del terreno, seleccionando cinco áreas de estudio, ver Figura 4. El seguimiento de la mortalidad realizado indicó que la zona 2 es donde se produjeron más víctimas, mientras que en la zona 5 fue donde se produjo la mayor cantidad de colisiones por kilómetro de línea. Contrariamente a lo esperado, en la zona 1, donde los buitres leonados abundan, no se encontró ni una sola víctima. Estos datos corroboran la hipótesis que hay especies que tienen mayor probabilidad que otras a colisionar, siendo las aves de mayor envergadura y carga alar, es decir, con menos capacidad de maniobra, las más susceptibles a la colisión.

## INTRODUCCIÓN Y ESTADO DEL ARTE



Figura 4 Áreas seleccionadas (Ferrer, 2012)

En la segunda fase del estudio se comprobó la eficacia de algunos de los sistemas anti-colisión existentes. Para ello se seleccionó las áreas donde se produjeron más accidentes.

- Zona 2: Tiras de neopreno negro (5x35cm) cada 20m.
- Zona 3: Espirales blancas de PVC, con 30cm de diámetro y 1m de longitud cada 10m.
- Zona 5: Abrazaderas de poliamida con extremo colgante de 70cm y 8mm de anchura cada 15m.

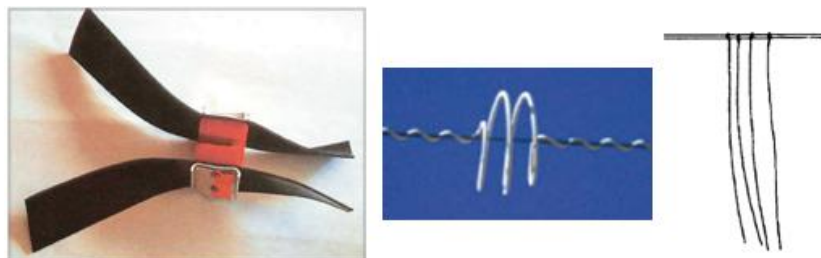


Figura 5 Tiras de neopreno (izquierda), espirales (centro) y abrazaderas (derecha) (Ferrer, 2012)

Para valorar el efecto de las medidas anti-colisión se han comparado los resultados de víctimas encontradas antes y después de la colocación de las señalizaciones, obteniendo resultados dispares. Mientras que las espirales blancas (zona 3) se revelaron eficaces, no se pudo obtener resultados concluyentes con las tiras de neopreno (zona 2). Además, las abrazaderas demostraron tener un efecto casi nulo en la reducción de la mortalidad.

Como conclusión del estudio, se puede destacar que el riesgo de colisión no está tan relacionado con la frecuencia de vuelos de aves sobre una línea como con las características de las especies presentes en el área, siendo las aves con comportamiento gregario muy susceptibles a estos accidentes.

## 2. Diseño conceptual

Una vez estudiado el problema de las colisiones y las soluciones actuales, en este capítulo se aborda el diseño conceptual del dispositivo, que nos permitirá definir las características generales del mismo.

### 2.1 Consideraciones preliminares y limitaciones de diseño

Para la elección del tipo de dispositivo anti-colisión más adecuado, en este trabajo consideraremos diversos factores como la visibilidad, durabilidad, costes, facilidad de instalación y el impacto ambiental. A continuación se detallan algunos de estos aspectos tenidos en cuenta a fin de determinar el mejor diseño del dispositivo.

- **Factores generales a tener en cuenta para el diseño del dispositivo**

Un factor limitante, en este caso es el peso final del dispositivo instalado y el espacio entre dispositivos, ya que se deben cumplir ciertas normas de seguridad del tendido eléctrico. Otro factor que puede afectar el diseño del dispositivo es su localización geográfica, por ejemplo, en zonas con riesgo de heladas, el peso del dispositivo aumenta debido al hielo que se acumula en él.

- **Visibilidad del dispositivo**

La visibilidad del dispositivo es el factor clave para evitar las colisiones de las aves. Hasta cierto punto, ésta se puede evaluar en base a las aplicaciones actuales. Un primer aspecto a tener en cuenta es si el dispositivo es fijo o móvil. Dispositivos móviles han demostrado tener una mayor eficacia, ya que éstos aumentan la visibilidad del cableado frente a dispositivos fijos. Otro aspecto es el uso de elementos lumínicos, ya sean bandas reflectantes o el uso de LED (Light-Emitting Diode), aumentan también la visibilidad, especialmente durante las horas nocturnas y crepusculares, donde la vulnerabilidad de las aves es mayor. También es posible la instalación de elementos sonoros, aunque en éstos últimos no está del todo demostrada su eficacia. Estudios realizados concluyen que las aves terminan acostumbrándose a estos sonidos.

- **Durabilidad del dispositivo**

La durabilidad del dispositivo se ve influenciada en gran medida por el tipo de sistema. Los dispositivos fijos (como esferas o espirales) tienen una vida útil mayor que los móviles (como dispositivos en suspensión) debido al desgaste que se produce en las partes móviles y, por lo

tanto, permiten reducir el coste de mantenimiento. Sin embargo, como se ha mencionado anteriormente, los elementos fijos son menos visibles que los dispositivos móviles y por lo tanto, son menos eficaces.

- **Aspectos generales relacionados al coste del dispositivo**

Existen diversos factores que afectan al coste final del dispositivo, como el coste de fabricación, método de instalación, espaciado requerido del dispositivo y su durabilidad. El coste del dispositivo se incrementa con la complejidad del diseño. Por ejemplo, sistemas móviles son más costosos que sistemas fijos y suelen tener una vida útil menor, aumentando así el coste de mantenimiento de los dispositivos. El sistema de instalación es un aspecto esencial, sobretudo en áreas de difícil acceso donde se requerirá de métodos más costosos (tiempo y dinero) de instalación, por ejemplo pudiendo involucrar el uso de barcos, helicópteros, UAV, etc.

- **Sistema de instalación del dispositivo**

La facilidad de instalación viene determinada por el tipo de enganche utilizado para fijar el dispositivo a la línea eléctrica y la zona de instalación. Como se ha mencionado anteriormente, zonas de difícil acceso aumentan el coste de instalación debido al uso necesario de grúas, helicópteros, botes, UAVs y otros elementos, por lo que el diseño de un buen sistema de enganche es clave para disminuir estos costes. También se ha de tener en cuenta en las operaciones de mantenimiento la necesidad de retirar los dispositivos dañados. Por lo tanto, el sistema de enganche también ha de ser de fácil retirada. Además, es necesario que el dispositivo no cause daños al cableado eléctrico ni afecte a su correcto funcionamiento, especialmente durante la fase de instalación.

- **Impacto ambiental**

Elementos lumínicos y acústicos se han de diseñar con sumo cuidado, ya que estos pueden afectar a la fauna local. Estudios realizados sugieren que la extensa instalación de luces marcadoras, ya sea en el cableado eléctrico, torres eléctricas o aerogeneradores pueden variar los patrones de conducta de las aves, especialmente aquellas aves migratorias, desorientándolas y causando un daño aún mayor que las propias colisiones en las líneas eléctricas. En cuanto a los sistemas acústicos, éstos también pueden afectar no solo a las aves, sino también a la fauna terrestre, ya que estos sonidos pueden afectar a los patrones de comportamiento, especialmente del sueño debido al constante sonido producido.

Otros factores a tener en cuenta son la legislación local aplicable y normativa de la compañía eléctrica. También puede haber aspectos estéticos y de integración en el medio ambiente (por ejemplo la emisión de luz o sonido) que pudieran llegar a ser limitantes en zonas habitadas.

## 2.2 Factores considerados en el diseño conceptual del dispositivo

A partir de las consideraciones, comentadas en la sección anterior, a continuación se presenta en la Tabla 4 una comparación de los aspectos más importantes a tener en cuenta para el diseño, centrada en los tres métodos de detección principales del cableado: movilidad, iluminación y sonido. El objetivo es determinar el impacto de los tres métodos en los diversos factores a fin de determinar el mejor diseño posible.

	Diseños	Descripción	Visibilidad	Durabilidad	Coste	Impacto
Movilidad	Fija	Elemento fijo	Baja	Alta	Bajo	Bajo
	Móvil	Rotación por aspas, movimiento aleatorio...	Alta	Bajo-Medio	Medio	Bajo
Lumínica	Bandas lumínicas	Reflectantes (día) Fluorescentes (noche)	Alta	Media-Alta	Medio	Medio
	LEDs	Luces LED	Baja (día) Alta (noche)	Alta	Medio-Alto	Medio
Acústica	Bocinas	Sonido producido electrónicamente	Media (Objeto fijo)	Alta	Alto	Alto
	Fricción	Sonido producido por fricción	Media (Objeto móvil)	Media	Bajo	Alto

Tabla 4 Diseños considerados en el diseño conceptual del dispositivo

Desde el punto de vista de la movilidad, en un sistema fijo su eficacia es muy limitada, ya que está demostrado que las aves detectan mejor los objetos en movimiento. No obstante, un objeto fijo tiene a su favor una alta durabilidad (básicamente sólo sufre desgaste por rayos solares). Mientras que a un objeto móvil, además de los rayos solares, se tiene en cuenta la durabilidad del desgaste de la parte móvil, y por lo tanto, su coste y su mantenimiento serán superiores en dispositivos móviles.

En cuanto al sistema lumínico, las bandas lumínicas, tanto las reflectantes para las horas diurnas como las fluorescentes para las nocturnas tienen una alta eficacia por sí mismas en su rango horario. Su durabilidad es similar a cualquier otro elemento expuesto continuamente al sol, mientras que el coste es relativamente bajo. Mientras que un sistema lumínico basado en LEDs, tienen una baja eficiencia en las horas diurnas, ya que el sol “ciega” los rayos lumínicos de los LEDs, mientras que durante las horas nocturnas tienen una elevada visibilidad. El coste irá en función del coste de los LEDs y del sistema de alimentación eléctrico, aunque para este consumo energético, el gasto económico es mínimo. En ambos casos el impacto ambiental es medio, ya que puede afectar al comportamiento animal.

En cuanto al sistema acústico, su eficacia no está demostrada. Existen indicios de que las aves, con el paso del tiempo, acaban adaptándose a estos dispositivos, lo que hace que tengan un uso eficiente muy corto. Además, el sistema tipo “bocina”, por su coste de diseño en la recreación del sonido (componente electrónico) es un elemento costoso, por lo que se desestima su uso. En cuanto al sistema acústico producido por fricción, se podría producir de diversas formas (fricción entre objetos, por el viento, etc.). En ambos casos, se deberá considerar el impacto ambiental que pueda ocasionar, especialmente en los patrones de sueño de la fauna del lugar.

Después de haber evaluado los pros y los contras de las diferentes opciones de diseño (movilidad, lumínico y acústico), en este trabajo se opta por realizar un diseño que permita tener en cuenta lo mejor de estos tipos de dispositivos para incrementar su eficiencia global. Dado que según los requerimientos de diseño, se requiere de una alta visibilidad, se considerarán diseños móviles. Comparando dispositivos similares se ha optado por un sistema tipo turbina de viento, intentando minimizar el coste, tanto de diseño y fabricación como de mantenimiento. Para implementar el sistema lumínico, se optará por bandas reflectantes y fluorescentes, con la posibilidad de la adición posterior de LEDs mediante un elemento generador de corriente eléctrica (dinamo). En el caso del sistema acústico se aprovechará el flujo de aire incidente para crear sonido por fricción empleando mini-orificios en las propias palas. Esto último se probará en etapas posteriores, una vez demostrado la validación del dispositivo sin el mencionado sistema.

## 2.3 Factores considerados en el diseño del sistema de sujeción

De la misma manera a lo realizado en el diseño conceptual del tipo de dispositivo, en la Tabla 5 se presenta una comparación de los aspectos más importantes a tener en cuenta en la elección del sistema de sujeción, comparando dos soluciones distintas existentes.

Sistemas	Eficacia	Durabilidad	Instalación	Coste
<b>SnapFast</b>	Alta	Medio	Fácil	Alto
<b>Solución “Saprem”</b>	Media	Alto	Difícil	Bajo

**Tabla 5 Diseños considerados en el diseño conceptual del sistema de sujeción**

El primero de ellos consiste en el sistema comercial llamado “SnapFast”, fabricado por la empresa *P&R Tech*, consistente en un sistema de cierre en pinza mediante muelles (ver Figura 6)Figura 6 Sistema de sujeción “SnapFast”. Este sistema es ampliamente utilizado en la mayoría de soluciones actuales. Se trata de un sistema con una alta eficacia, grana agarre al cableado y adaptable a distintos diámetros del mismo. Por el contrario, tiende a tener una durabilidad limitada en ciertos ecosistemas (zonas con humedad y con partículas en

suspensión), ya que tienden a fallar en la rótula de giro por fricción con las partículas. No obstante, su mayor ventaja reside en su facilidad de instalación, ya que no requiere de cortes eléctricos, ni demasiada mano de obra. Al tratarse de un sistema comercial, su precio es alto en comparación al mercado.

La segunda solución consiste en un dispositivo compacto con una ranura en uno de sus costados donde se fija el cable eléctrico (ver Figura 7). Este sistema tiene una eficacia limitada ya que suele deslizarse a lo largo del cable. Además, su instalación es difícil y requiere cortes eléctricos, lo que se intentaría evitar por problemas logísticos. No obstante estas limitaciones, en nuestro caso el sistema puede ser de interés porque es mucho menos costoso que el sistema "SnapFast".

Por último, existe la posibilidad de un diseño propio que cumpla con los requisitos necesarios de gran eficacia (evitar deslizamientos), con una alta durabilidad (disminuyendo el efecto del medio en el sistema de sujeción) y de fácil instalación y fabricación, lo que reduce el coste total del sistema. La selección y diseño de este sistema de sujeción se realizará en etapas más avanzadas del proyecto. El diseño propuesto en este trabajo podrá adaptarse a un sistema de sujeción u otro sin necesidad de modificaciones importantes.



Figura 6 Sistema de sujeción "SnapFast"



Figura 7 Sistema de sujeción "Saprem"



### 3. Diseño preliminar del dispositivo

En este capítulo se estudiará las características básicas de los diferentes tipos de rotores existentes, centrándonos en aquellas características más relevantes para nuestro diseño. El objetivo es evaluar los sistemas más adecuados en base a la literatura, a fin de determinar aquéllos que se estudiarán en mayor profundidad en el siguiente capítulo.

#### 3.1 Tipos de rotores, turbinas y hélices

Una vez determinado que un dispositivo móvil de tipo rotor accionado por el viento es el más indicado, se estudiarán diferentes sistemas de producir el movimiento de los elementos reflectantes (que se ubicarían en sus palas) con la energía del viento. También, como se considerará la opción adicional de una instalación de LEDs, se requerirá que el sistema rotatorio posibilite la instalación de una dinamo para la generación de corriente eléctrica. Para ello se ha pensado en un sistema parecido a las turbinas de viento. A continuación analizaremos las diferentes opciones y soluciones técnicas disponibles.

No obstante, existen muchos de modelos de turbinas de viento, podemos diferenciar dos grandes grupos, los de eje horizontal (HAWT) y los de eje vertical (VAWT). Los primeros tienen el principal inconveniente que solo giran en el momento en el que el viento es paralelo a la dirección del eje, y por lo tanto, se requiere de algún sistema de orientación del rotor (tipo veleta), que añade complejidad y coste al diseño. Las turbinas de eje vertical no tienen esta limitación y además tienen la ventaja de facilitar la sujeción al estar orientado con el eje. Por ello, se considerarán éstos últimos como configuración del dispositivo.



Figura 8 Turbina de viento de eje vertical (izquierda) y eje horizontal (derecha)

Dentro de las turbinas de eje vertical existen tres modelos diferentes: turbinas Savonius, Darrieus y Gorlov. A continuación se detallarán los aspectos más destacados de cada uno de ellos, centrándonos en aquellos factores más determinantes en nuestro diseño (diseño, eficacia, coste, durabilidad, etc.).

### 3.1.1 Turbina tipo Savonius

Este tipo de turbinas son las más simples y basan su funcionamiento en la diferencia de resistencia aerodinámica entre palas, véase Figura 9. El lado cóncavo del rotor ve una diferencia de presión elevada, debido a la acumulación del aire. Mientras, el lado convexo del rotor, la diferencia de presión es menor, y por lo tanto, esta diferencia de resistencia entre los lados cóncavo y convexo crea la rotación. Estos tipos de rotores giran relativamente lentos, pero con un alto par motor, suministrando una potencia inferior al resto de VAWT. En nuestro caso, este tipo de sistema resulta adecuado, ya que las velocidades de rotación no han de ser elevadas, para una correcta visualización de las bandas reflectantes. En cuanto a la potencia eléctrica extraída, aunque baja, es lo suficiente para la alimentación de LEDs.

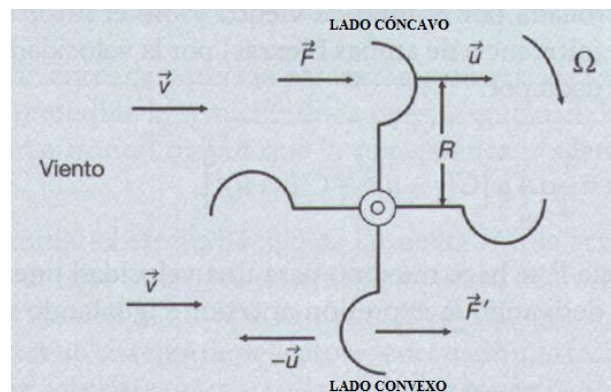


Figura 9 Turbina tipo Savonius

### 3.1.2 Turbina tipo Darrieus

Las turbinas tipo Darrieus son de las más utilizadas VAWT. Existen dos tipos de configuraciones distintas: "Eggbeater" y "H", ver Figura 10.

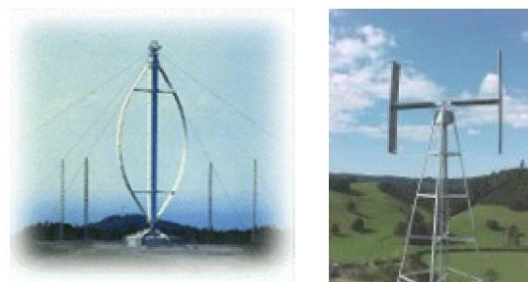


Figura 10 Eggbeater-type Darrieus (Izquierda) y H-type Darrieus (Derecha)

## DISEÑO PRELIMINAR DEL DISPOSITIVO

Al contrario que las turbinas tipos Savonius, el funcionamiento de los rotores Darrieus se basa en la generación de sustentación aerodinámica. Las palas consisten en perfiles aerodinámicos que por el movimiento relativo con el aire incidente genera fuerzas aerodinámicas (sustentación y resistencia). Estas fuerzas no están en la dirección normal del rotor debido al ángulo creado por la rotación, y por lo tanto, crean un momento. Si las fuerzas de sustentación son mayores que las fuerzas de arrastre se crea un par positivo que hace girar el rotor (véase Figura 11).

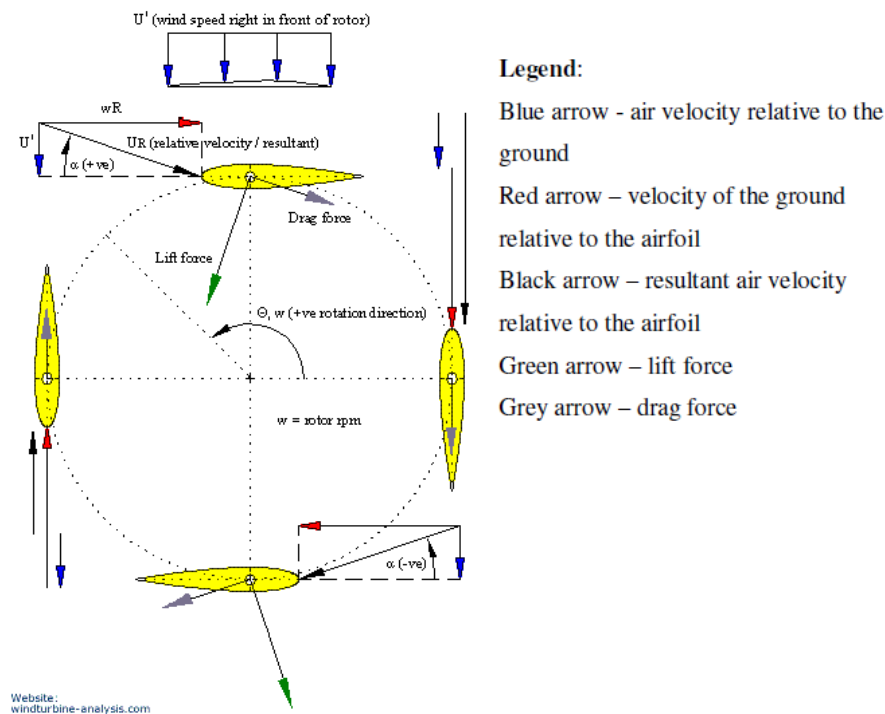


Figura 11 Principio de funcionamiento turbina tipo Darrieus

Si bien los rotores tipo Darrieus generan una mayor potencia debido a una velocidad de rotación mayor que los rotores Savonius, su principal problema es que no son capaces de ponerse en marcha por sí mismos y necesitan de la aplicación de un par externo para el arranque. La razón es que al no haber rotación de las palas, no hay ángulo de ataque, y con ello, no se crean las fuerzas aerodinámicas necesarias para crear el momento. Existen métodos para corregir este problema: sistemas híbridos Darrieus/Savonius, paletas de guía, y perfiles de ala plegables.

La solución híbrida Darrieus/Savonius emplea pequeñas turbinas tipo Savonius que por resistencia aerodinámica producen el arranque del rotor Darrieus. El problema de estos tipos de turbinas son los requisitos de torsión a que se ve sometido el eje por los dos conjuntos de palas (Savonius y Darrieus). Por ello, el material seleccionado debe ser lo suficientemente resistente, lo que conlleva un coste, para soportar estos esfuerzos. Además, como las turbinas Savonius ven limitadas sus revoluciones a las de la velocidad del viento, el conjunto de

## DISEÑO PRELIMINAR DEL DISPOSITIVO

Savonius/Darrieus también lo estará. Para nuestro caso, esta combinación crea una dificultad añadida de diseño e incrementa el peso que supone incluir el rotor Savonius al dispositivo.

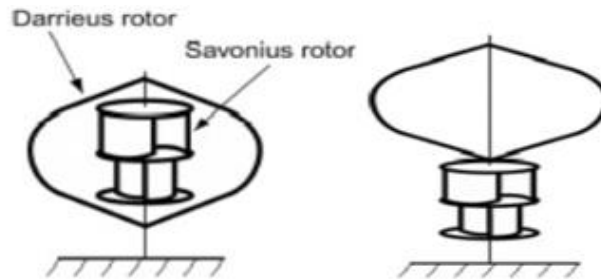


Figura 12 Turbina híbrida Savonius-Darrieus

Otro sistema empleado para el arranque del rotor es el uso de paletas de guía. Éstas direccionan el flujo de aire para crear un ángulo de ataque inicial distinto en cada pala, evitando así el motivo de la incapacidad de auto-arranque. Para el correcto desarrollo de ésta solución se necesita aumentar la complejidad del diseño, además del peso del propio sistema.

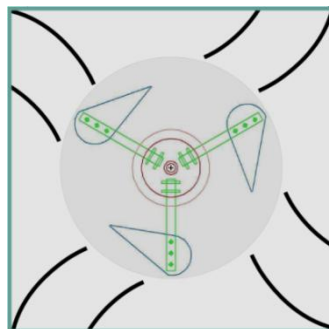


Figura 13 Paletas guía en turbina tipo Darrieus

Por último, los perfiles de ala plegable son un sistema ingenioso para solucionar el problema del auto-arranque. Estos sistemas hacen que cuando la turbina está en reposo, los perfiles presenten una gran superficie capaz de generar suficiente resistencia aerodinámica para iniciar la rotación, imitando a un rotor Savonius. Luego, una vez se alcance cierta velocidad el sistema hace que los perfiles se plieguen sobre sí mismos de forma que funcionen como una turbina Darrieus convencional. Esta solución conlleva una gran complejidad del diseño mecánico.

### 3.1.3 Turbina tipo Gorlov

Este tipo de turbinas se basan en una turbina tipo Darrieus helicoidal que incorpora torsión de las palas a lo largo de un cilindro imaginario. Este modelo soluciona los problemas de vibraciones y ruido producido en las turbinas Darrieus convencionales.

En las configuraciones Darrieus, como el ángulo de ataque varía en cada punto de la rotación, existen zonas en las que las palas entran en pérdida provocando vibraciones que reducen la vida útil de la turbina. Por el contrario, las turbinas tipo Gorlov, al estar curvadas en una forma helicoidal, lo que significa que durante la rotación parte de la hoja no estará en pérdida, lo que supone una reducción considerable de la vibración generada.



Figura 14 Turbina tipo Gorlov

A continuación, se realizará en la Tabla 6 un estudio comparativo que permita mediante ponderación evaluar la mejor opción entre los tres modelos de VAWTs descritos anteriormente. En este caso, se considerará que el factor más importante es el coste, ya que el dispositivo ha de ser lo más barato posible a fin de maximizar su amortización. En un segundo nivel se situarán el peso y la durabilidad; el primero viene limitado por normativa, lo que limitará sus dimensiones, mientras que el segundo va ligado a su eficacia (menos durabilidad conlleva un menor uso) y al coste (menos durabilidad conlleva un sobrecoste en recambios). Por último, es necesario mencionar que la eficiencia no es un factor importante en nuestro caso dado que cualquiera de los dispositivos puede satisfacer los requerimientos de rotación para una correcta visualización o para conseguir energía eléctrica para alimentar un sistema lumínico de tipo LED. Por ello se asignará un 35% al factor más importante, en este caso el coste del dispositivo, un 25% al peso y durabilidad del dispositivo y, por último, un 15% a la efectividad de rotación del dispositivo.

Criterios de selección	Peso	Darrieus	Savonius	Gorlov
<i>Eficacia</i>	0.15	2	1	3
<i>Peso</i>	0.25	3	1	2
<i>Coste</i>	0.35	2	3	1
<i>Durabilidad</i>	0.25	1	3	2
<i>Total</i>		2	2.2	1.8

Tabla 6 Tabla selección de tipo de turbina

En base a los resultados obtenidos en la Tabla 6, la configuración tipo Savonius es la más recomendable para el objetivo marcado. Es el modelo más económico en diseño y construcción, y su durabilidad es mayor debido a su mayor solidez. Por el contrario, el peso será mayor debido a la necesidad de una mayor superficie de pala y una menor eficacia debido a sus mayores valores de fricción. Aunque sea inferior en eficacia que el modelo Darrieus, éste tiene la capacidad de auto-arranque, incluso en bajas velocidades, lo que es muy destacable para su propósito.

### 3.2 Características del rotor

Los rotores Savonius dependen de la diferencia de resistencia entre las partes cóncava y convexa de sus palas. Existen diversas variaciones que afectan a la eficiencia y características de rotación, ya sea las dimensiones y su relación, número de palas, la superposición y la brecha entre las palas, etc. (Figura 15). Sin embargo, los rotores tipo Savonius tienen dos problemas principales. El primero es la alta variación del esfuerzo a torsión, lo que provoca vibraciones roturas prematuras en los rotores. El segundo es que hay ciertos ángulos en los que el esfuerzo estático es negativo o muy bajo, lo que repercute en la rotación. Con el fin de obtener el óptimo diseño para nuestro caso, se considerarán y estudiar aquellos diseños más determinantes.

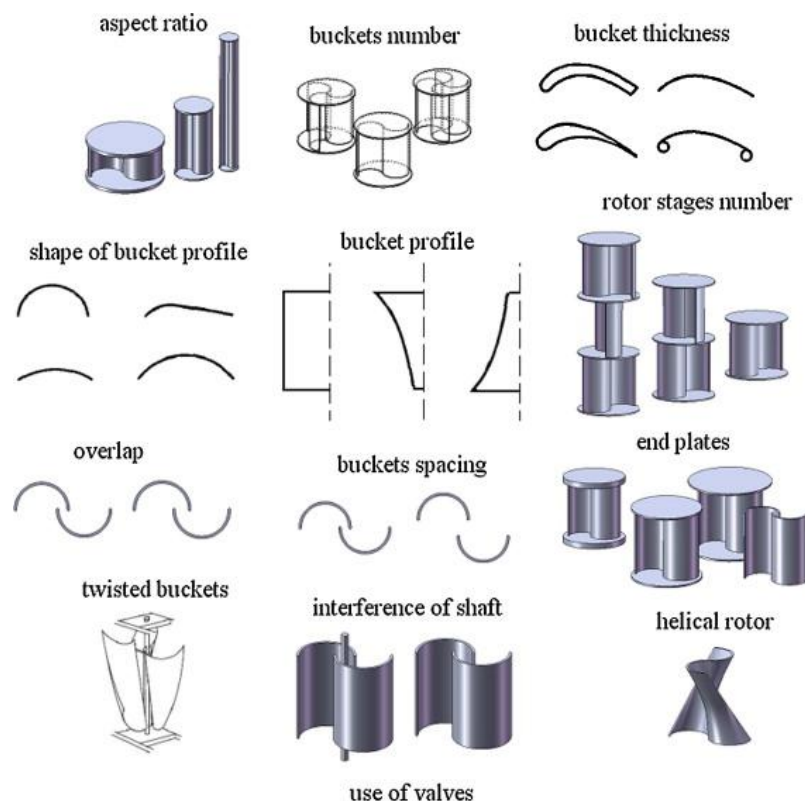


Figura 15 Variaciones turbina tipo Savonius (Akwa, Vielmo, & Prisco Petry, 2012)

Para comparar la efectividad de las distintas opciones de diseño, se estudiará el coeficiente de torque o momento (valor adimensionalizado), tanto en el caso estático  $C_{Ts}$  como en el caso dinámico ( $C_T$  o  $C_q$ ) a fin de determinar la solución con mejor rendimiento en este aspecto. Para ello, se suelen desarrollar dos estudios principales. El primero, consiste en el cálculo del  $C_{Ts}$  en función del ángulo de ataque respecto al flujo ( $\alpha$ ), ver Figura 16. El segundo estudio consiste en el cálculo del  $C_T$  en función del "Tip of Speed Ratio", el ratio entre la velocidad de giro y la velocidad del flujo ( $\lambda$ ), ver ecuación (1).

$$\lambda = \frac{\omega R}{V} \quad [1]$$

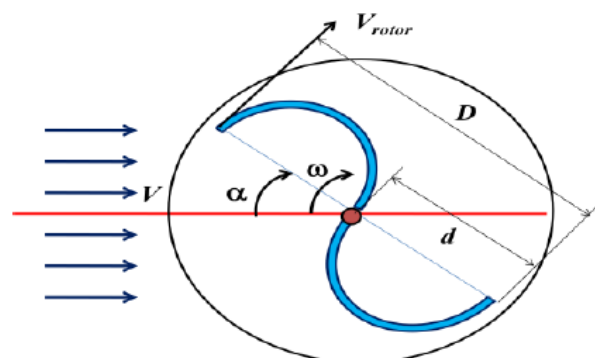


Figura 16 Ángulo de ataque

### 3.2.1 Dimensiones

Las dimensiones del rotor afectan a sus características (esfuerzos, velocidad de rotación, etc.). Estas dimensiones están limitadas por restricciones de peso, ya que afectan a la curvatura de los cables eléctricos. Además, a mayor peso, mayores son sus esfuerzos y mayor el nivel de viento necesario para hacer rotar el dispositivo. Otro factor a tener en cuenta son los objetos colindantes, ya que no pueden colisionar con las torres eléctricas o con el cableado contiguo. Comparando con dispositivos similares, como el "FireFly" (Technologies, 2016), se considerarán modelos del siguiente rango de dimensiones:

Dimensiones	Rango
Altura	15-30 cm
Diámetro	15-20 cm
Espesor de la pala	3-6 mm

Tabla 7 Rango dimensiones modelo



### 3.2.2 Número de palas

En general, a mayor cantidad de palas, la rotación es más uniforme y se evitan vibraciones debido a las alteraciones en las superficies mojadas del rotor, ya que el viento incidente vería una superficie más constante en cualquier momento.

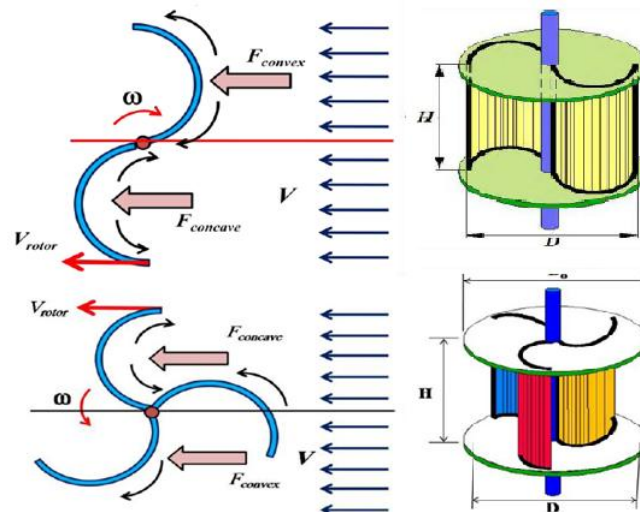


Figura 17 Esquema rotor con dos palas (arriba) y tres palas (abajo) (Hadi, 2013)

Según detalla (Hadi, 2013), un rotor de dos palas tiene un torque estático elevado ( $C_{Ts} \approx 0.7 - 0.8$ ) (Figura 18, izquierda), lo que favorece el arranque de la rotación. Por el contrario, a velocidades bajas se puede producir esfuerzos negativos (Figura 18, izquierda), lo que crearía una rotación contraria a la propia del dispositivo. En cambio, el rotor de 3 palas no sufre esta rotación contraria, aunque tiene un rango de torque menor ( $\Delta C_{Ts} \approx 0.4$ ) (Figura 18, derecha). Eso es debido a que a mayor número de palas la corriente incidente ve una superficie útil más constante en cada instante, y evita así valores negativos del torque.

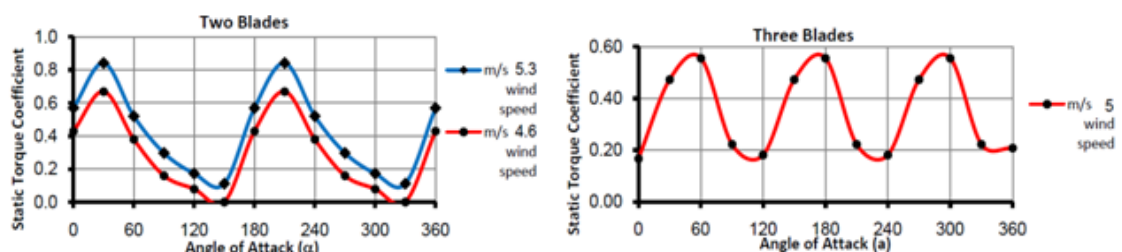


Figura 18 Coeficiente de torque estático a lo largo de una revolución para dos palas (izquierda) y tres palas (derecha) (Hadi, 2013)



En cuanto al coeficiente de torque  $C_T$  a diferentes  $\lambda$  para rotores de 2 y 3 palas, se observa que a mayores  $\lambda$ , menor es el coeficiente de torque en ambos casos (Figura 19), con la diferencia que el rotor de dos palas obtiene mayores valores de  $C_T$  que el de tres palas para el mismo  $\lambda$  (a mayor cantidad de palas, la pala perpendicular a la corriente de aire se ve tapada parcialmente con las adyacentes, disminuyendo así la superficie mojada neta). Además, dado que un rotor tipo Savonius es un sistema rotatorio por resistencia, las palas que se mueven en la misma dirección del viento, se ven afectadas cada vez menos a mayores velocidades del viento. En cambio, la pala que se mueve contraria al viento, ve incrementada su resistencia, lo que frena el rotor.

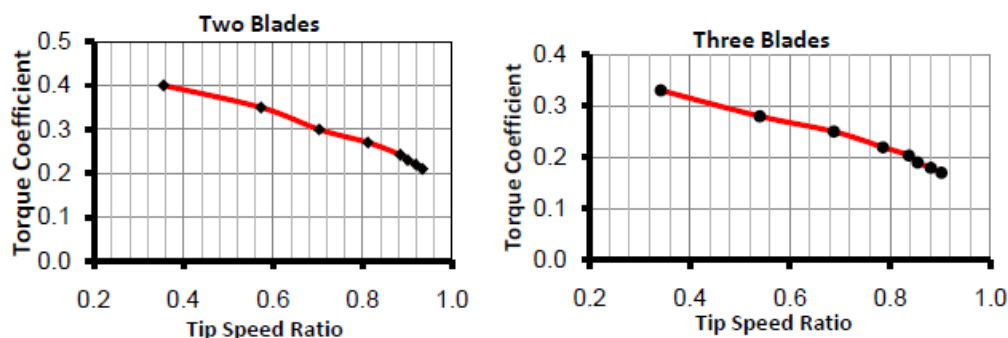


Figura 19 Coeficiente de torque en función de  $\lambda$  para dos palas (izquierda) y tres palas (derecha) (Hadi, 2013)

Como conclusión, podemos destacar que a mayor cantidad de palas, mejor es el rendimiento de arranque de la rotación del dispositivo, ya que éste no tiene ángulos de incidencia en los que el torque estático sea contrario al propio del dispositivo

Para nuestro dispositivo la velocidad de rotación y la energía extraída no es un factor prioritario, aunque a velocidades altas se podría dar el caso de pérdida de visibilidad de las bandas reflectantes. La uniformidad de rotación sí es importante, ya que afecta a su durabilidad. Esto último hace que una solución con tres palas sea más adecuada a nuestras necesidades.

### 3.2.3 Perfil de la pala

En cuanto al diseño de la pala, entre las diferentes variables destacan la curvatura, su perfil, espesor, etc. Para ver cómo afecta estas características al funcionamiento del rotor, (Bashar, 2014) compara 5 perfiles distintos, los 3 primeros consisten en perfiles tipo NACA de diferentes espesores, mientras que los dos últimos consisten en placas planas con distintas curvaturas (la primera de ellas es un cuarto de circunferencia y la segunda media circunferencia).

Observando la variación del coeficiente de momento según el ángulo de rotación, los perfiles NACA son mucho más constantes, aunque con un promedio menor, lo que hace que no solucione el problema de evitar zonas en las que el momento se vuelva negativo. En cuanto a

## DISEÑO PRELIMINAR DEL DISPOSITIVO

los perfiles planos, el coeficiente de torque es mucho más inestable durante la rotación, lo que puede provocar grandes vibraciones, ver Figura 20.

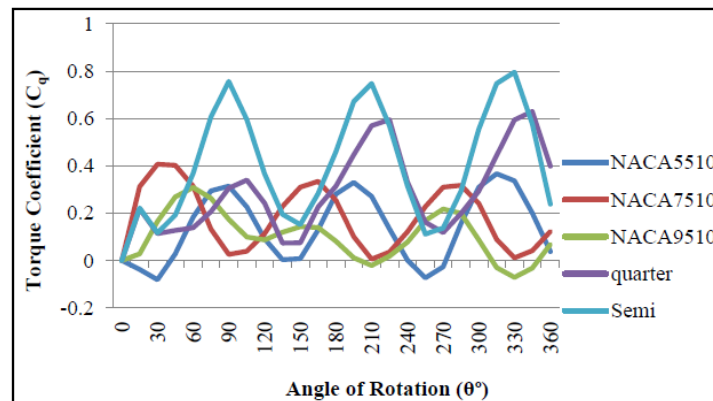


Figura 20 Coeficiente de torque vs ángulo de rotación (Bashar, 2014)

Por otro lado, el estudio de los coeficientes de torque a distintos  $\lambda$ , muestra que los perfiles NACA tienen una tendencia similar ascendente, es decir, a mayor TSR mayor es el  $C_T$ , ya que al tratarse de perfiles NACA, éstos generan una mayor sustentación y, por lo tanto, un mayor momento de torsión. En cuanto a la pala semi-circular su  $C_T$  es menor para cualquier valor de  $\lambda$ . El cuarto de circunferencia funciona mejor a bajas velocidades que el resto, mientras que velocidades medias presentan un peor rendimiento, ver Figura 21.

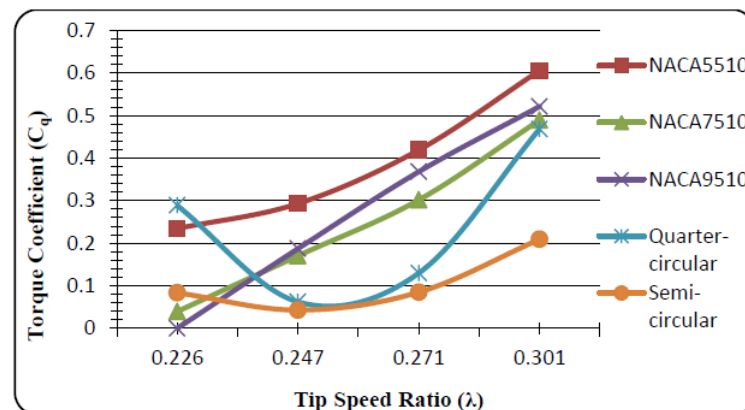


Figura 21 Coeficiente de torque vs  $\lambda$  (Bashar, 2014)

No obstante, el perfil de la pala ha de ser sencillo para reducir el coste de fabricación y por lo tanto, se considerará palas sin perfil aerodinámico y con el mínimo espesor posible por las restricciones de peso. Por lo tanto, se estudiarán diversos niveles de curvatura a fin de optimizar la eficiencia del rotor.

### 3.2.4 Solapamiento de las palas

Otro aspecto importante en el diseño del rotor es el del solapamiento entre las palas. Dicho solapamiento es la separación entre las palas o el eje central, definida como la relación entre la distancia respecto al eje y el diámetro de la pala ( $\beta = e/d$ ). Aerodinámicamente, el solapamiento crea un flujo adicional en la pala contraria al movimiento, creando un mayor empuje en la dirección de rotación, ver Figura 22.

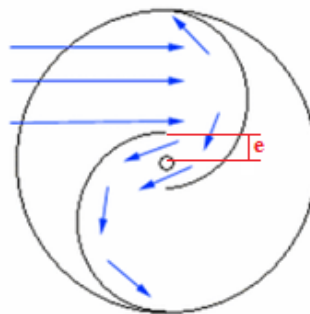


Figura 22 Solapamiento de palas

En (Niaz Morshed, 2010) se comparan tres rotores distintos, uno sin solapamiento y dos con diferentes grados de solapamiento. Como muestra en la Figura 23, a mayor distancia de solapamiento, más constante es el coeficiente de torque a lo largo de la rotación, lo que disminuye las vibraciones.

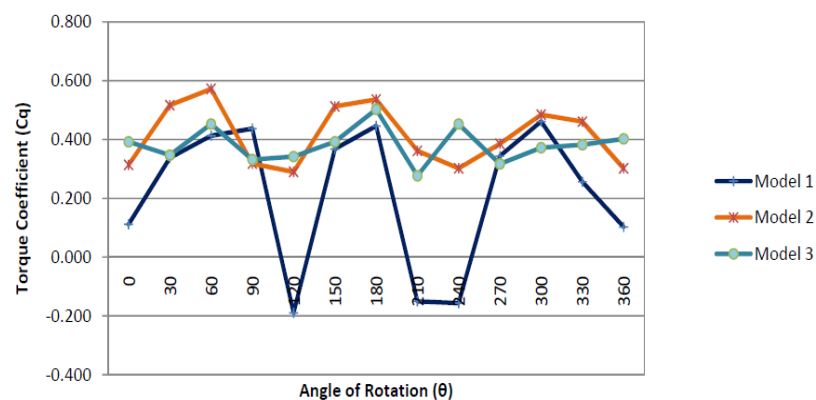
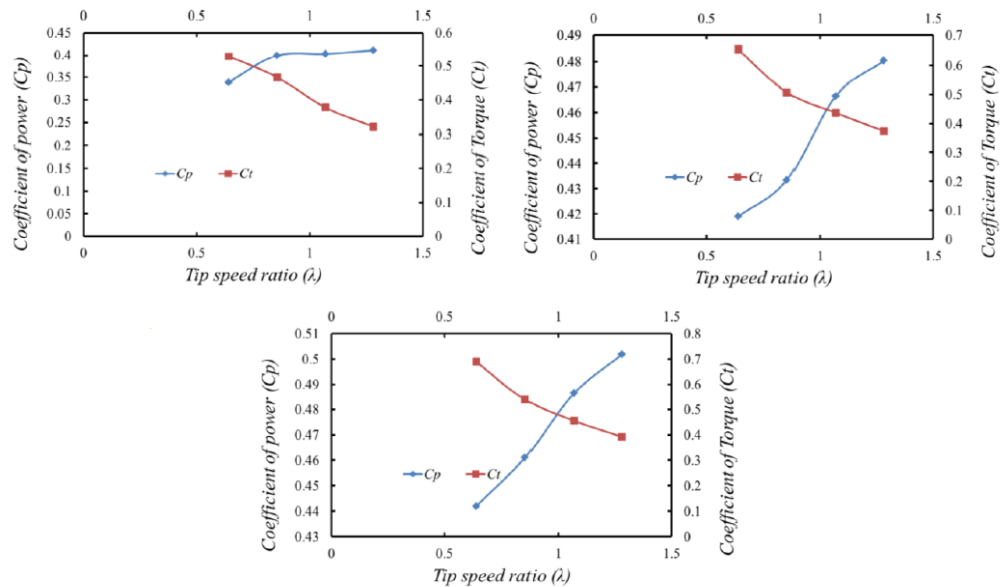


Figura 23 Coeficiente de torque vs Ángulo de rotación (Niaz Morshed, 2010)

Adicionalmente, (Patel, Patel, Prabhu, & Eldho, 2013) relaciona el coeficiente de torque y el de potencia a diferentes  $\lambda$ . Como se observa en la Figura 24, a mayores velocidades el coeficiente de torque disminuye mientras que la potencia aumenta.

## DISEÑO PRELIMINAR DEL DISPOSITIVO

Figura 24 Coeficiente de torque vs  $\lambda$  (Patel, Patel, Prabhu, & Eldho, 2013)

Como conclusión, podemos decir que el solapamiento de palas beneficia al movimiento del rotor (evita valores negativos del torque) y reduce la vibraciones. No obstante, dado que el uso de dichos solapamientos dificulta y encarecen el diseño no se tendrá en cuenta en el diseño del rotor.

### 3.2.5 Torsión de las palas

Como se puede observar en la Figura 25, existe la posibilidad de dar torsión a las palas, lo que crea una diferencia de momento a lo largo del eje de rotación. Según (Lee, Lee, & Lim, 2014), se puede conseguir una diferencia menor entre picos de oscilación a mayores ángulos de torsión (Figura 26]) debido a una mayor uniformidad del área mojada en cualquier instante de la rotación (Figura 27). Pese al beneficio que aporta la torsión de las palas, eso añade complejidad en el diseño y la fabricación del modelo, y por lo tanto no se considerará como alternativa de diseño.

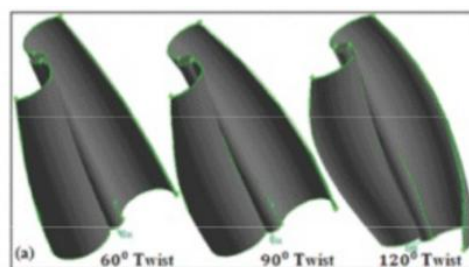


Figura 25 Modelo turbina Savonius con torsión de las palas

## DISEÑO PRELIMINAR DEL DISPOSITIVO

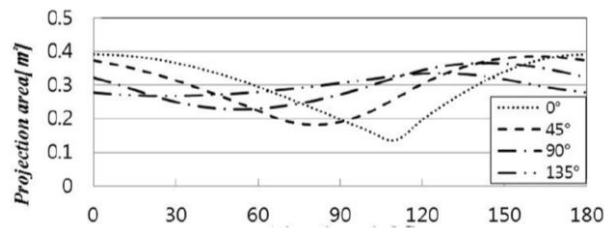


Figura 26 Área proyectada según ángulo de rotación a diferentes ángulos de torsión (Lee, Lee, & Lim, 2014)

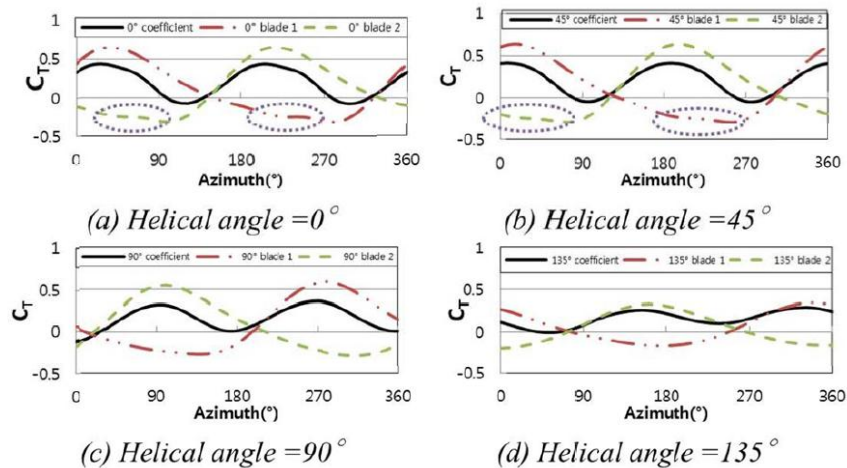


Figura 27 Coeficiente de torque vs Ángulo de rotación a diferentes ángulos de torsión (Lee, Lee, & Lim, 2014)

### 3.2.6 Número de etapas

Otra variación de diseño es dividir el modelo en etapas, es decir, dividir las palas en la dirección vertical para ampliar el campo de direcciones. Sería equivalente a añadir un mayor número de palas con una menor relación de aspecto, pero con la ventaja de evitar el solapamiento del área mojada, ver Figura 28.

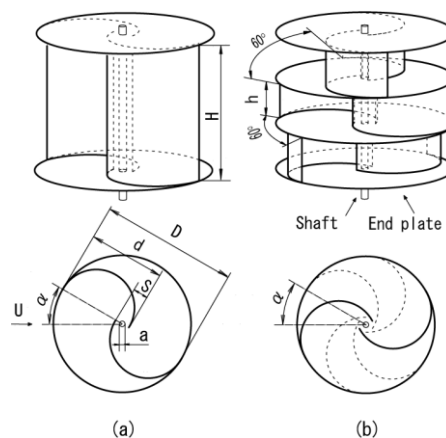


Figura 28 Modelo turbina sin etapas (izquierda) y con etapas (derecha)

En (Hayashi, Li, Hara, & Suzuki, 2005) se analiza el caso de una turbina con 3 etapas. Como resultados del estudio se observa que para diferentes velocidades de viento el coeficiente de torque estático es mucho más constante en el caso de 3 etapas, solucionando así el problema de vibraciones. Además, se observa que hay ciertas zonas en las que el esfuerzo se hace negativo en el caso de una etapa, mientras que en el caso de tres etapas no ocurre esta situación, ver Figura 29.

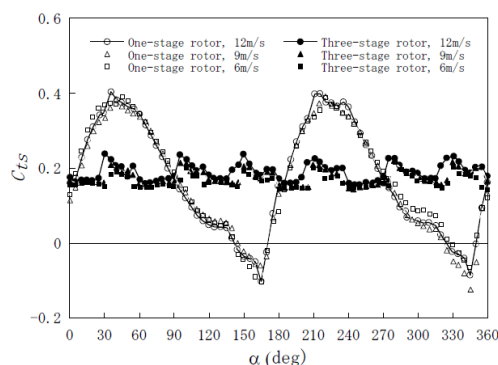


Figura 29 Coeficiente de torque vs Ángulo de rotación (Hayashi, Li, Hara, & Suzuki, 2005)

A continuación, en la Figura 30 se puede observar como el coeficiente de torque máximo a diferentes  $\lambda$  es mayor en el caso de una etapa (debido a la mayor relación de aspecto). También se puede observar la degradación del rendimiento del rotor a mayores velocidades de punta de pala.

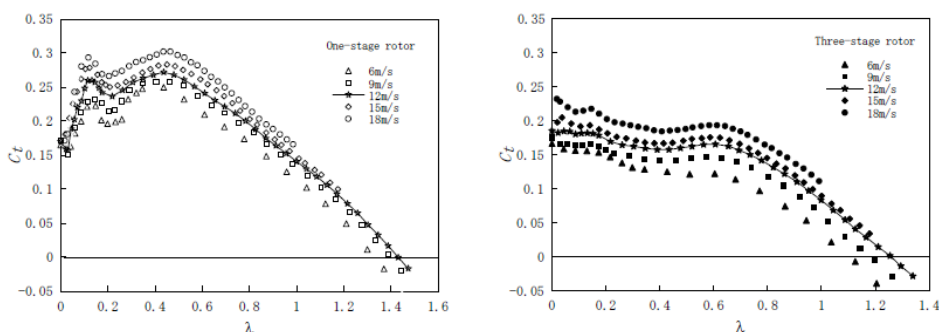


Figura 30 Coeficiente de torque vs TSR para un modelo sin etapas (izquierda) y con tres etapas (derecha) (Hayashi, Li, Hara, & Suzuki, 2005)

Finalmente, en la Figura 31 se observa como a mayores velocidades de punta de pala, las oscilaciones en el caso de una etapa se reducen. Por lo tanto, podemos extraer que el rendimiento del rotor de una etapa se asemeja al de 3 etapas para cierto rango de velocidades de punta de pala (0.3-0.7), mientras que para velocidades bajas sufre vibraciones debido a la alta amplitud de las oscilaciones; mientras que el rotor de 3 etapas se mantiene relativamente constante su amplitud de oscilación.

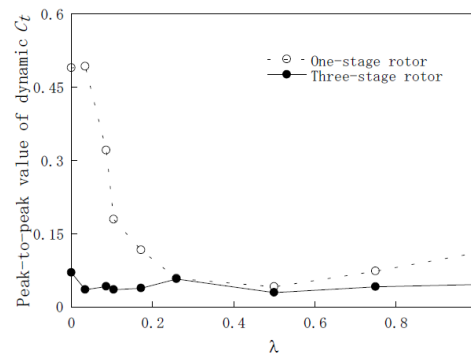


Figura 31 Diferencia de amplitudes del coeficiente de torque (Hayashi, Li, Hara, & Suzuki, 2005)

Pese a los beneficios que proporciona el uso de las etapas, el modelo en sí es complejo de construir (ya que este tipo de modelo está compuesto por distintas secciones separadas), además que aumenta el peso del modelo, ya se requiere de placas separadoras entre etapas. Por lo tanto, se desechará este tipo de variaciones en el modelo final.

### 3.2.7 Otros aspectos

Otros aspectos a tener en cuenta es el uso de placas en los extremos para simular el caso de palas infinitas o la posible variación del diámetro a lo largo del eje de rotación. Estos aspectos no se considerarán dentro del estudio aerodinámico.

### 3.2.8 Configuración final del diseño preliminar

En base a las diferentes opciones de diseño analizadas y las conclusiones extraídas podemos determinar los modelos más adecuados a nuestras necesidades para realizar un estudio en mayor profundidad. Para los mismos se tendrá en cuenta:

- **Número de palas**

En vez de usar un rotor tradicional con 2 palas, se optará por el estudio de rotores con 3 palas, ya que aumentan la eficiencia en la rotación, eliminando o disminuyendo en gran medida los problemas de vibraciones que sufren los rotores tradicionales, todo ello sin afectar en gran medida a los límites de peso.

- **Perfil de la pala**

El perfil de la pala, ha de ser de fácil fabricación y coste barato, por lo que no se considerarán palas con perfiles determinados como los NACA, y únicamente se estudiarán perfiles con espesor constantes y diferentes curvaturas.

- **Solapamiento de las palas**

Esta variación se dejará como posibilidad en el caso que los resultados obtenidos en el estudio aerodinámico no sean lo suficientemente satisfactorios para los requisitos establecidos.

- **Otros aspectos**

En cuanto a la torsión de las palas y el número de etapas, éstas no se considerarán dentro del estudio 2D, ya que estas variaciones suponen un alto grado de complejidad de fabricación, aunque cabe la posibilidad de aplicar estas variaciones en un futuro estudio 3D en el caso de ser necesario para el correcto funcionamiento del rotor.



## 4. Estudio aerodinámico del rotor

En este capítulo se llevará a cabo el estudio aerodinámico del dispositivo en base a las principales variables de diseño determinadas en el capítulo anterior. En concreto se estudiarán rotores con tres palas y distintas curvaturas, básicamente una placa plana como referencia de diseño, y dos modelos de placa plana con curvatura, siendo éstas lo más aerodinámica y de fácil fabricación posible. Para el estudio se emplearán técnicas de CFD mediante el software de elementos finitos *Ansys Fluent*. El siguiente diagrama de flujo (ver Figura 32) describe el proceso de simulación típico, empezando por la generación de la geometría del rotor, el mallado del modelo, la definición de las condiciones de contorno y las propiedades físicas del flujo, los métodos de cálculo y, por último, el post-proceso de los resultados.

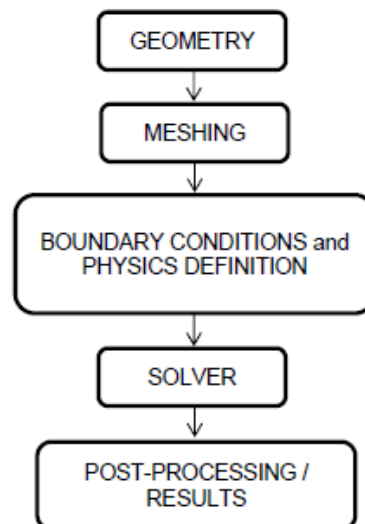


Figura 32 Diagrama de flujo

### 4.1 Casos de estudio

A fin de desarrollar un análisis lo más preciso posible, se llevarán a cabo una serie de simulaciones para determinar los parámetros aerodinámicos que sean de interés para la elección de la configuración final del modelo. Nos centraremos en la resistencia aerodinámica y su momento de rotación axial y se estudiarán dos casos distintos para cada modelo. El primero consistirá en una simulación estática, donde se determinarán los coeficientes de resistencia y momento estático a distintos ángulos de incidencia del fluido. Con ello se analizará el comportamiento de arranque de los modelos. El segundo caso consistirá en una simulación dinámica, donde el rotor girará a una velocidad determinada y se analizará su resistencia y torque a lo largo del tiempo.

## 4.2 Geometrías de análisis

La geometría de los diferentes modelos del rotor se generará mediante el programa de diseño asistido *CATIA*®. Debido al coste computacional y las características del problema, en este trabajo no se considera factible desarrollar simulaciones en 3D, por lo tanto únicamente se estudiarán simulaciones en 2D, es decir, se estudiará una sección transversal del rotor.

Como se ha mencionado en el capítulo anterior, se realizarán ensayos numéricos de tres modelos de rotores distintos. Para el ensayo se ha seleccionado unos parámetros geométricos comunes a los tres modelos.

Diámetro exterior	200 mm
Diámetro eje	15 mm
Espesor palas	4 mm

Tabla 8 Dimensiones de los modelos

El primer modelo (Figura 33, izquierda) consiste en tres pala rectas separadas regularmente. El Modelo 2 (Figura 33, centro) consiste en un primer tramo de 50 cm desde el centro del modelo y una punta de pala curvada de 50 cm de radio para generar una mayor presión en el intradós y, por lo tanto, un mayor momento de rotación. El modelo 3 (Figura 33, derecha) consiste enteramente en una pala totalmente curvada de 125 cm de diámetro. En el modelo 1 el sentido de giro es independiente, mientras que los modelos 2 y 3 su sentido natural de giro es en el sentido horario.

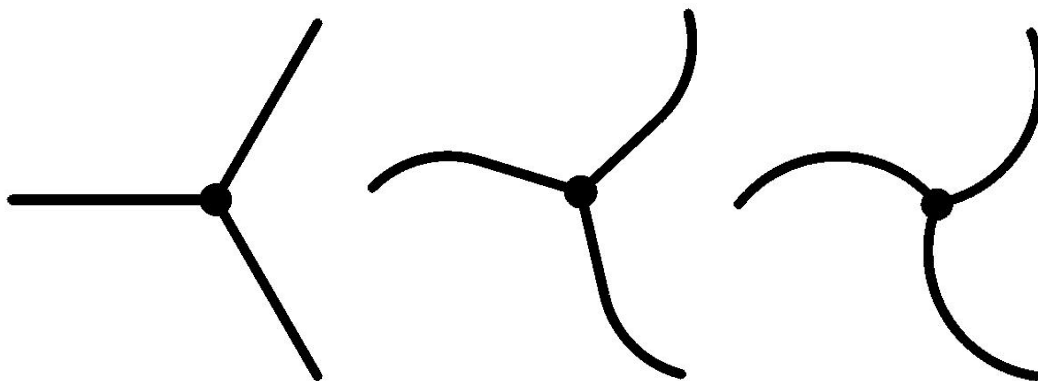


Figura 33 Modelos del rotor. Modelo 1 (izquierda), Modelo 2 (Centro) y Modelo 3 (Derecha)

### 4.3 Discretización del problema

Después del modelado geométrico del rotor, el siguiente paso en la simulación en CFD es la discretización del dominio del fluido (ver Figura 34). En nuestro caso, este dominio se discretiza en tres niveles. El primero corresponde a la zona del flujo que no es mayoritariamente afectada por el rotor, el segundo al dominio comprende la zona más cercana y la estela del rotor y, por último, el dominio del rotor que incluye la discretización de su capa límite. A continuación se detallará el mallado de cada uno de dichos dominios.

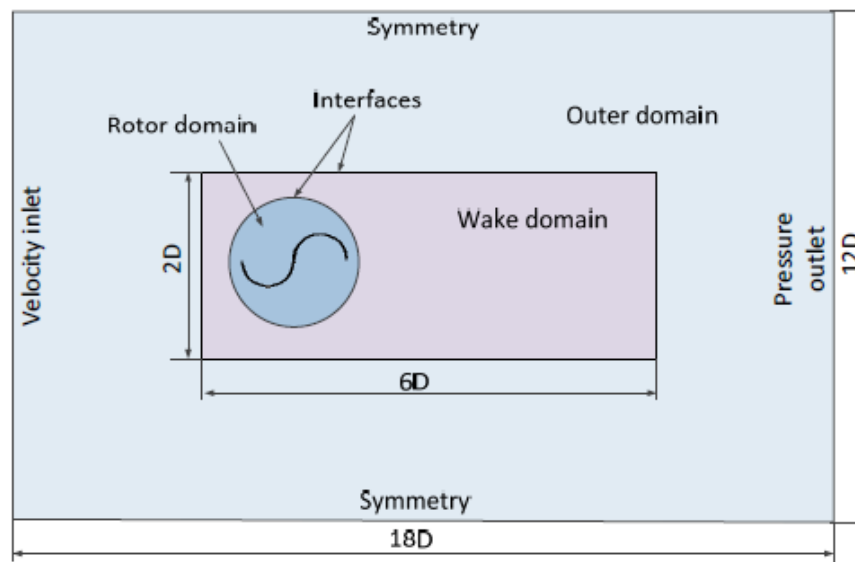


Figura 34 Dominio del análisis

#### 4.3.1 Generación de la malla

En las tres regiones descritas arriba se empleará una malla de elementos finitos triangulares con distintos niveles de refinamiento. En el dominio exterior se emplean elementos de  $0.1m$  y el dominio de la estela de  $0.01m$ . En la interfase entre ellos se aplica un mallado igual que el dominio de la estela y un ratio de crecimiento de  $1.2$  a fin de suavizar la transición entre ambos dominios. Este ratio se encarga de definir el crecimiento del tamaño de las celdas durante la transición entre zonas con distintos nivel de refinamiento en el mallado, valores entre  $1-1.4$  son los más utilizados para estos casos. En el caso de la región del rotor, ésta se discretiza con una malla de  $0.002m$ , en el interior y en la interfase con el dominio de la estela, con un ratio de crecimiento de malla de  $1.2$ .

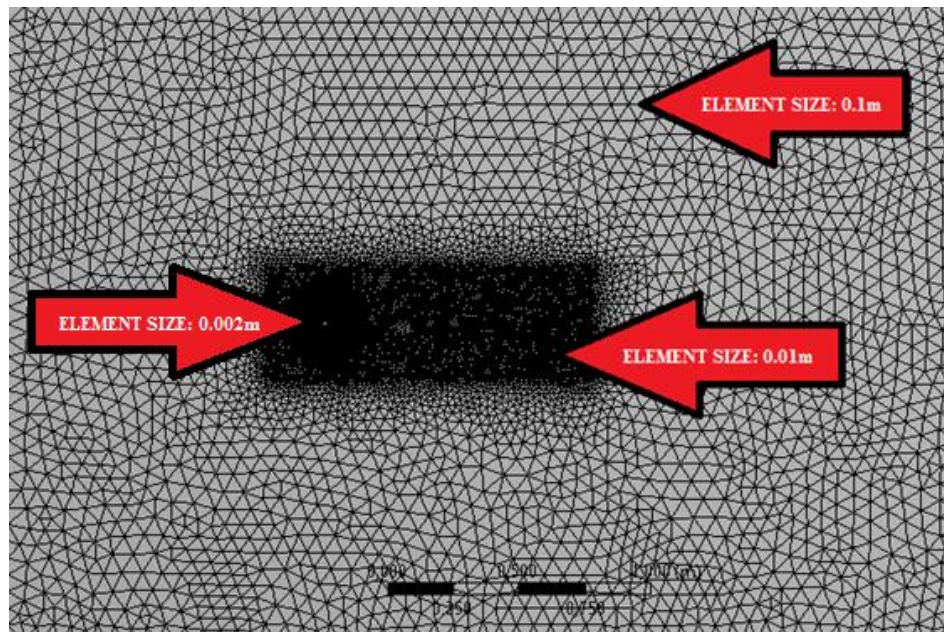


Figura 35 Mallado de las regiones

#### 4.3.2 Mallado del rotor y capa límite

El mallado entorno al rotor debe modelar adecuadamente la capa límite. Para ello, se aplicará unas capas de elementos estructurados en dicha zona y el espesor de la malla se calculará según el espesor esperado de la capa límite utilizando una la ley de pared para capas límites turbulentas (Flores, 2016). Esta última, que se muestra en la Figura 36, indica la variación de la altura adimensional de capa límite  $y^+$  en función de la velocidad adimensional tangente a la pared  $U^+$ . Esta ley está dividida en tres zonas, la primera es conocida como subcapa viscosa ( $y^+ < 5$ ), la segunda es la capa de transición ( $5 < y^+ < 30$ ) y la última capa es la región logarítmica ( $30 < y^+ < 300$ ). Para modelar la capa límite, no se recomienda utilizar la capa de transición para su cálculo, ya que no existe ninguna correlación viable para esa zona (Flores, 2016). Por lo tanto, se utilizan las dos otras dos regiones para su cálculo. La subcapa viscosa requiere de un coste computacional elevado, por lo que se utiliza sólo en simulaciones donde se requiere de un modelado de la capa límite muy detallado. La capa de la región logarítmica es la que se modela generalmente e implica un coste computacional más bajo.

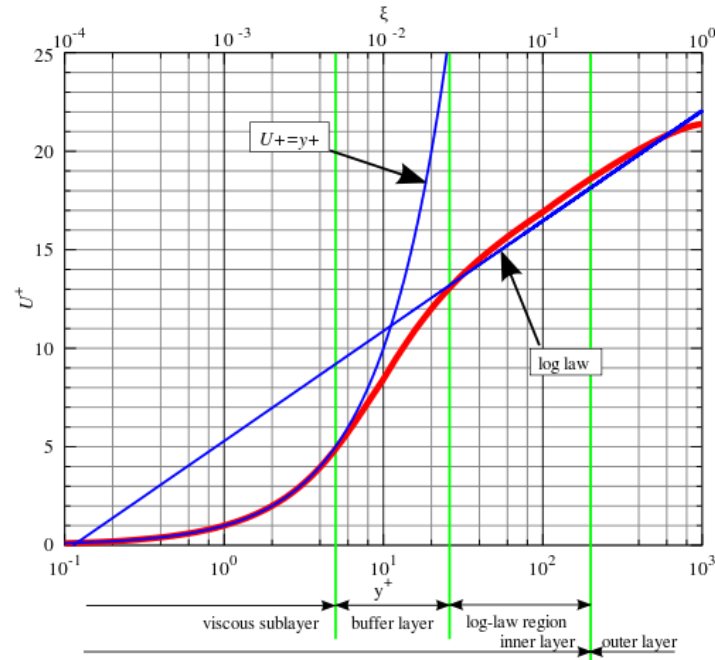


Figura 36 Ley de pared

En nuestro caso, al ser la velocidad del flujo relativamente baja (ver Tabla 9), el número de Reynolds no es elevado (Ec.(2)), y por lo tanto el espesor de la capa límite no es muy delgado (Ec.(3)). Además, dado que el modelo de análisis es bidimensional, en este caso se puede discretizar la subcapa laminar para modelar la capa límite turbulenta. Mediante la Ec.(4) (extraída de (Flores, 2016)) para capas límite turbulenta y una  $y^+ = 1$ , se obtiene la altura de la primera celda.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{1.225 \cdot 5 \cdot 0.2}{1.7894 \cdot 10^{-5}} = 7 \cdot 10^4 \quad [2]$$

$$\delta_{turb} = \frac{0.38 \cdot L}{Re^{0.2}} = 4.08 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad [3]$$

$$y = \frac{5 \cdot L}{Re^{0.9}} = 2.2 \cdot 10^{-5} \text{ m} \quad [4]$$

Una vez calculado la altura de la primera celda, se deberá calcular el número de celdas. Para ello se aplicará la Ec.5, obtenido de (Flores, 2016) y un ratio de crecimiento de 1.2. Por seguridad se añadirá una celda extra.

$$\delta_{turb} = y \frac{r^{n+1}-1}{r-1} \rightarrow n = 18.96 \rightarrow n = 20 \quad [5]$$

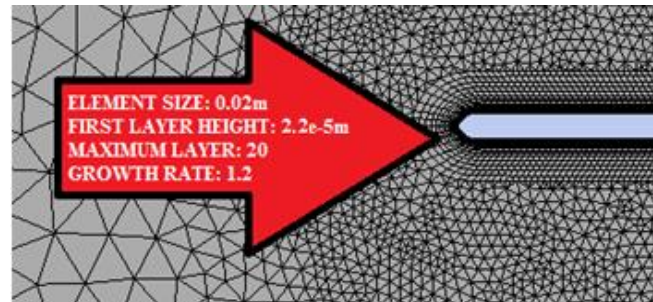


Figura 37 Mallado capa límite

## 4.4 Configuración del problema

En esta sección se detalla la configuración de la aplicación *Fluent* utilizado en las simulaciones, la elección de la solución numérica y la selección del modelo de turbulencia, entre otras opciones. Para fluidos incompresibles es usual utilizar la presión y las velocidades como variables de cálculo, y esquemas de solución denominados de presión segregada (*pressure-based solver* en *Fluent*). Al mismo tiempo se deberá definir el modelo de discretización temporal del fluido. Para el estudio del comportamiento estático será un modelo *steady*, mientras que para el estudio dinámico, al haber rotación, se usará el modelo *unsteady*.

### 4.4.1 Condiciones de contorno

Una vez la geometría y el mallado están generados, el siguiente paso es la definición de las condiciones de contorno, ver Figura 38. Estas condiciones consisten en la pared izquierda, que simula la entrada de aire y el lado derecho la salida del flujo. Las paredes superior e inferior no influirán en la simulación y se aplica una condición de simetría.

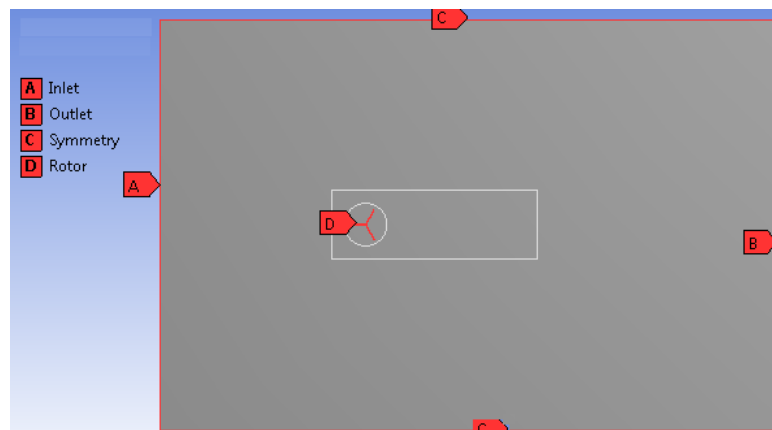


Figura 38 Condiciones de contorno

En el caso dinámico, el rotor se encuentra situado en un dominio móvil, mientras que el resto del dominio es fijo, por lo tanto es necesario crear una interfase alrededor del rotor a fin de crear la rotación.

#### 4.4.2 Modelo de turbulencia

*Fluent* dispone de diversos modelos de turbulencia que se aplican en función de la naturaleza del problema a resolver. En el caso de rotores verticales se suele utilizar un modelo que está muy extendido para casos en los que el flujo está separado, el modelo de Spalart-Allmaras. En el mismo se resuelve una ecuación de transporte cuya variable  $\tilde{\nu}$  es la viscosidad cinemática turbulenta, excepto en las zonas cercanas a las paredes.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\tilde{\nu}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\tilde{\nu}u_i) = G_\nu + \frac{1}{\sigma_{\tilde{\nu}}} \left[ \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (\mu + \rho\tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right\} + C_{b2}\rho \left( \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right)^2 \right] - Y_\nu + S_{\tilde{\nu}} \quad [6]$$

En estas ecuaciones  $G_\nu$  representa la producción de viscosidad turbulenta,  $Y_\nu$  es la destrucción de viscosidad turbulenta que se produce en la región de las paredes debido al bloqueo y al amortiguamiento.  $\sigma_{\tilde{\nu}}$  y  $C_{b2}$  son constantes y  $\nu$  es la viscosidad molecular cinemática  $S_{\tilde{\nu}}$  define el término debido a las fuentes externas.

#### 4.4.3 Valores de referencia

En este estudio, el valor aerodinámico deseado es el momento que generan las palas del rotor sobre su eje. Para ello, se computarán sus respectivos coeficientes, el de torque (Ec. (7)), que se utilizará para medir el momento creado por las fuerzas aerodinámicas en eje de rotación, y el de fuerza de arrastre (Ec. (8)), que se utilizará para medir la fuerza aerodinámica resultante en el plano de la sección transversal del rotor.

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho V^2 AL} \quad [7]$$

$$C_F = \frac{F}{\frac{1}{2}\rho V^2 A} \quad [8]$$

En el caso de simulaciones 2D, el valor del área  $A$  es igual al diámetro del rotor, mientras que la longitud  $L$  es igual al radio del rotor.

Además de las referencias geométricas que solo dependen del tamaño del rotor, también se deben definir los parámetros relacionados con el fluido, su densidad y viscosidad. En este caso se tratará de aire a condiciones normales. Por lo que respecta a la velocidad del fluido, se ha

estimado a partir de los datos recolectados en (Idescat, 2016) de la media de velocidad en Cataluña, aplicando un 50% adicional debido a la diferencia de altura de las estaciones meteorológicas y el cableado eléctrico.

Parámetros	Valores
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	1.225
Viscosidad (kg/ms)	1.7894e-5
Velocidad (m/s)	5
Diámetro (m)	0.2
Longitud (m)	0.1

Tabla 9 Parámetros del fluido

#### 4.4.4 Cálculo paso de tiempo

La simulación transitoria requiere la definición de un incremento de tiempo de análisis adecuado. En este caso, el incremento de tiempo está estrechamente relacionado con la velocidad de rotación del rotor y la cantidad de grados girados en un paso de tiempo de análisis (Ec. (9)). Por ello, aplicando la Ec. (1), se definirá la velocidad angular del rotor a partir de  $\lambda$ , la velocidad del viento y el paso de ángulo de rotación. Posteriormente, aplicando la Ec. (9), se definirá el paso de tiempo para cada valor de  $\lambda$ , ver Tabla 11.

$$\omega = \frac{\Delta\varphi}{\Delta t} \rightarrow \Delta t = \frac{\Delta\varphi}{\omega} \quad [9]$$

$V$ [m/s]	5
$D$ [m]	0.2
$\varphi_{tot}$ [°]	720
$\Delta\varphi$ [°]	5

Tabla 10 Parámetros de paso de tiempo

$$n_{\Delta t} = \frac{\varphi_{tot}}{\Delta\varphi} = \frac{1080}{5} = 216 \quad [10]$$

Si bien los rotores tipo Savonius suelen trabajar en un rango aproximado entre  $0.2 < \lambda < 1.2$  de velocidad de punta de pala, valores inferiores no permite el arranque del rotor y para valores superiores la diferencia de presión creada en los lados de la pala pierde eficiencia en la pala cuyo sentido de rotación es el mismo que el del fluido debido a la alta velocidad relativa de la pala con la de la corriente incidente. En nuestro dispositivo es preferible trabajar a bajas



velocidades de rotación, ya que se podría producir el caso de pérdida de visibilidad de los elementos reflectantes, pese a que las aves disponen de una percepción del movimiento en algunos casos por encima de los 100Hz (ver Capítulo 1). Si bien en la realidad la  $V$  y  $\omega$  varían, por conveniencia de estudio, se ha optado por realizar un estudio numérico a distintos valores de  $\lambda$  (0.2-1), fijando la velocidad del fluido y dejando la velocidad de rotación del dispositivo como variable.

$\lambda$	$\omega$ [rad/s]	$\Delta t$ [s]
0.2	10	$8.7 \cdot 10^{-3}$
0.4	20	$4.4 \cdot 10^{-3}$
0.6	30	$2.9 \cdot 10^{-3}$
0.8	40	$2.2 \cdot 10^{-3}$
1	50	$1.7 \cdot 10^{-3}$

Tabla 11 Paso de tiempo en función de  $\lambda$

#### 4.4.5 Métodos de cálculo

*Fluent* dispone de diversos algoritmos de resolución, en este caso se aplicará el método de cálculo acoplado de presión-velocidad, típico para el análisis de flujos incompresibles. El siguiente paso es la selección de los métodos de discretización espacial y temporal, emplearemos:

- Evaluación de los gradientes: (ANSYS, 2009) recomienda *Least Squares Cell Based* para mallas no estructuradas
- Esquema de discretización de la presión: Se utiliza *Second Order* a fin de obtener una mayor exactitud.
- Esquema de discretización de la ecuación de cantidad de movimiento: Se utiliza *Second Order Upwind* a fin de obtener una mayor exactitud.
- Esquema de discretización temporal: *First Order Implicit*

Para el resto de parámetros de la configuración se usarán los valores por defecto propuestos en ANSYS-Fluent.

## 5. Resultados y discusiones

Una vez realizado las simulaciones determinadas en el apartado anterior, se analizarán los resultados obtenidos para los tres modelos de estudio.

### 5.1 Análisis estático

Numéricamente, los campos de presión y velocidad se obtienen directamente como resultado de la simulación, mientras que los valores del coeficiente de torque y de arrastre se obtienen a partir de las fuerzas aerodinámicas producidas sobre el rotor. A continuación se discutirán sus resultados.

#### 5.1.1 Campo de presiones estáticas

Los campos de presiones estáticas calculadas en las simulaciones numéricas de los modelos para  $20^\circ$  de ángulo de incidencia se muestran en las Figuras 39 a 41. Para todos los casos se observa como la pala más adelantada (pala 1) es la que sufre una diferencia mayor de presión entre sus lados. En cambio, en las palas 2 y 3 la diferencia de presión crea un momento contrario a la pala 1, lo que reduce el efecto de arranque. El efecto de la curvatura se aprecia especialmente en la punta de la pala 3 (inferior), donde los modelos con curvatura en sus palas sufren una menor diferencia de presiones y, por consiguiente, un menor momento contrario al arranque.

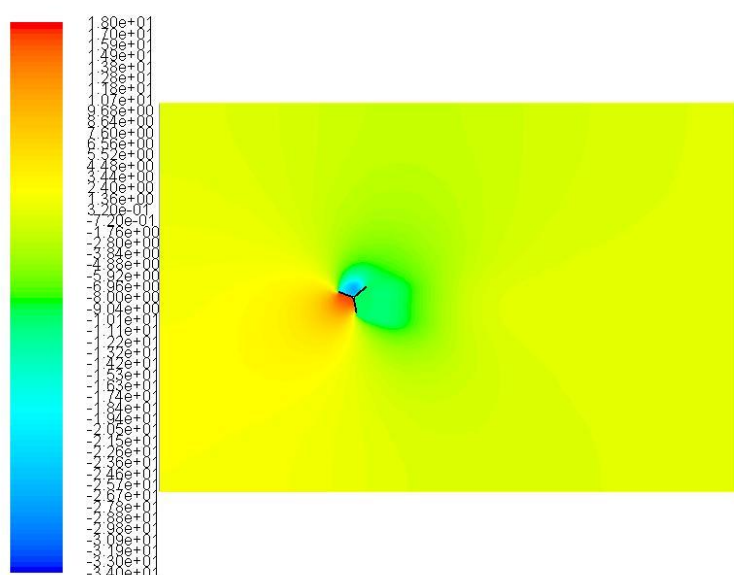


Figura 39 Distribución de presiones en el modelo 1 a  $20^\circ$

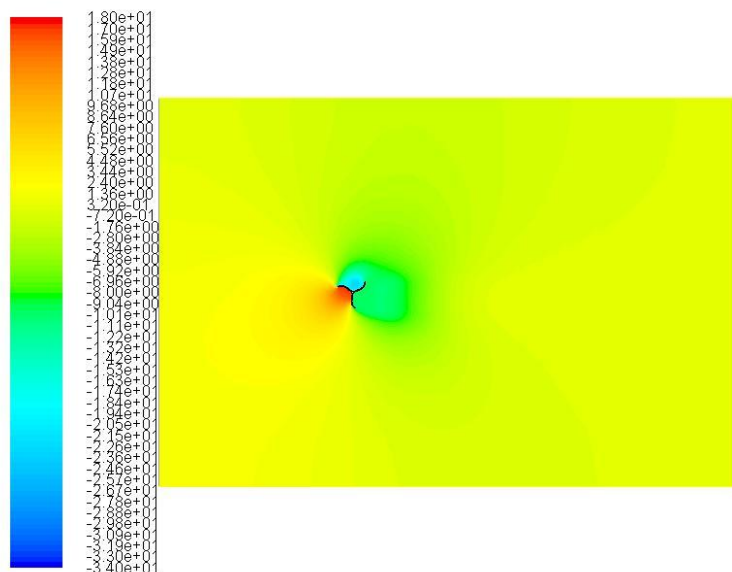


Figura 40 Distribución de presiones en el modelo 2 a 20º

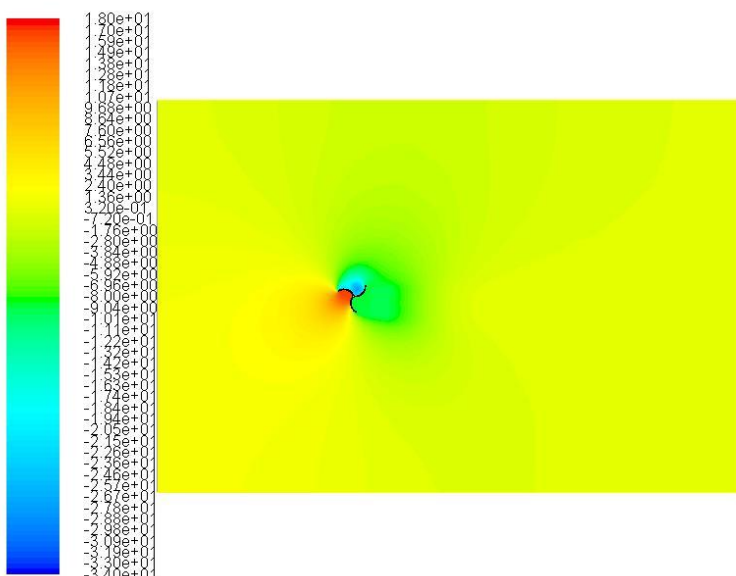


Figura 41 Distribución de presiones en el modelo 3 a 20º

### 5.1.2 Campos de velocidades

De la misma manera que el campo de presiones, en las Figuras 42 a 44 se muestran los campos de velocidades para el mismo ángulo de incidencia. En los tres modelos vemos como la estela generada es similar. Además, vemos como en la parte frontal de los modelos se produce un descenso de la velocidad debido al bloqueo que produce el rotor. Por último, en los tres casos

## RESULTADOS Y DISCUSIONES

la región donde se produce un aumento de la velocidad del fluido es en la punta de la pala 1, y en menor medida en la punta de la pala 3.

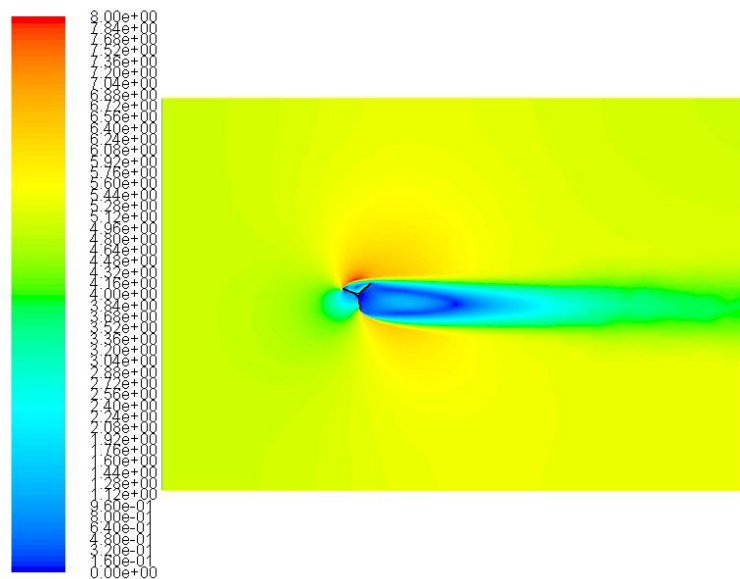


Figura 42 Distribución de velocidades en el modelo 1 a 20°

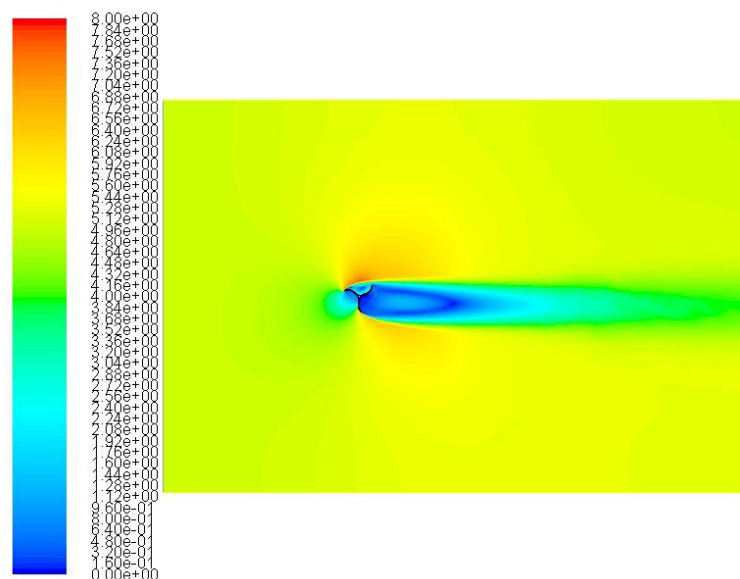


Figura 43 Distribución de velocidades en el modelo 2 a 20°

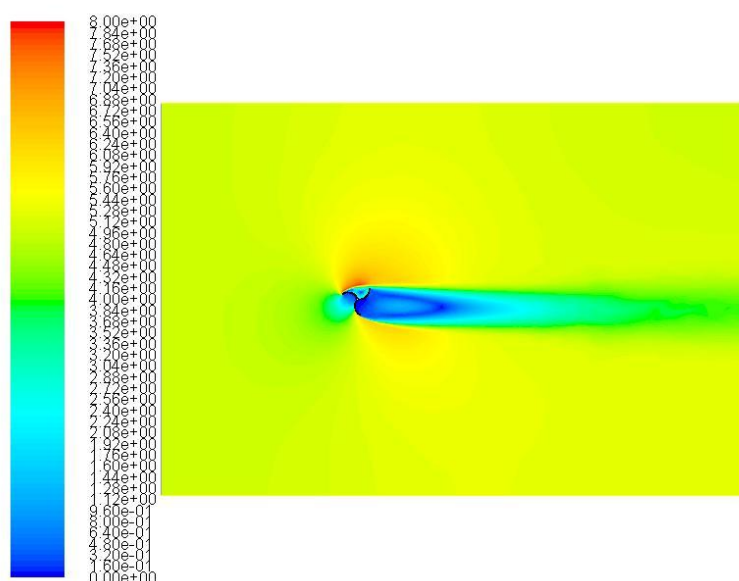


Figura 44 Distribución de velocidades en el modelo 3 a 20°

### 5.1.3 Coeficiente de torque estático

En la Figura 45 se presentan los valores de coeficiente de torque estático ( $C_{Ts}$ ) obtenidos en las simulaciones estáticas para cada modelo. Como se ha mencionado en el capítulo anterior, en el modelo 1 su sentido de giro es independiente, mientras que en los modelos 2 y 3 su sentido de giro natural es en el sentido horario. En el caso numérico, por convención de signos, este sentido horario representa un movimiento negativo.

En el modelo 1 se observa como el  $C_{Ts}$  es simétrico respecto a 0. Esto tiene sentido ya que se trata de un rotor con placas planas, y por lo tanto, hay simetría respecto al eje axial. Pese a estas zonas con coeficientes contrarios en signo, en este modelo no es limitante ya que su sentido de giro no es único al ser las palas placas planas. Por lo que respecta a los modelos 2 y 3, ambos casos tienen un perfil similar en el  $C_{Ts}$ . Pese que en la mayoría de ángulos de incidencia del fluido el valor de  $C_{Ts}$  es negativo, existe un rango de incidencia (70-110°) en los que el  $C_{Ts}$  es positivo, lo que produce un arranque en el sentido contrario al natural del rotor. Este aspecto es llamativo, ya que perjudica seriamente el rendimiento del rotor, por lo que se deberá analizar más detalladamente este aspecto en el modelo final, variando por ejemplo, el comportamiento del torque estático a diferentes velocidades.

Otro aspecto a considerar es el máximo valor del coeficiente del torque. Se observa en el modelo 1 un momento estático menor que en los modelos 2 y 3. Esto es importante ya que a bajos  $C_{Ts}$ , existe la posibilidad de no superar el momento de rozamiento que produce la rótula que une el rotor al sistema de sujeción. Se deberá evaluar en fases futuras su viabilidad en concordancia con el diseño del sistema de sujeción y rótula de unión.

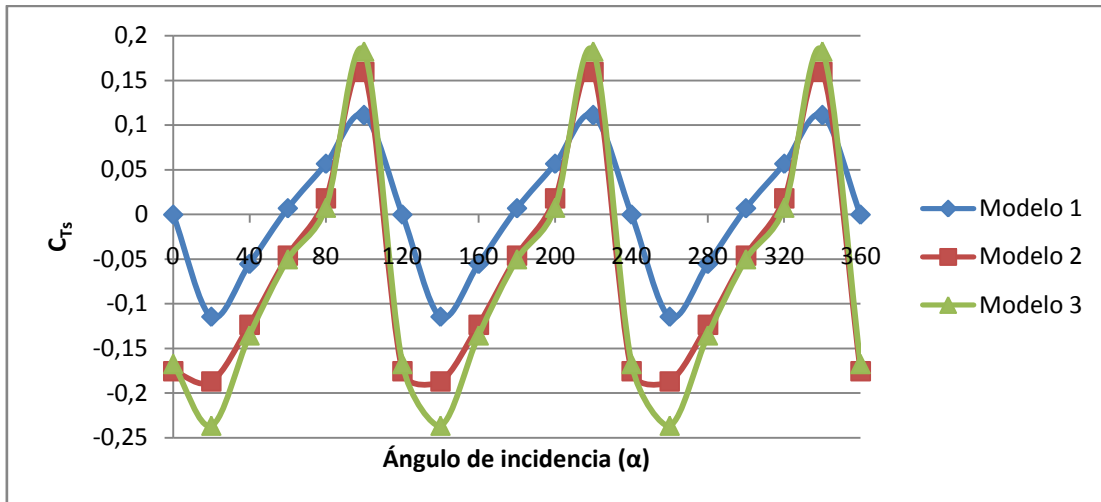


Figura 45 Coeficiente de momento estático ( $C_{Ts}$ ) versus Ángulo de incidencia ( $\alpha$ )

#### 5.1.4 Coeficiente de arrastre estático

En la Figura 46 podemos ver los valores de coeficiente de arrastre estático ( $C_{Fs}$ ) obtenidos en las simulaciones estáticas para cada modelo. Este coeficiente representa la resultante de la fuerza aerodinámica en el plano perpendicular al de rotación. Este coeficiente se analiza para determinar el balanceo que sufriría el dispositivo debido a esta fuerza. El modelo 1 presenta una mayor arrastre para valores de ángulo de incidencia entre  $0^\circ$  a  $80^\circ$  en comparación a los modelos 2 y 3, cuyo  $C_{Fs}$  es similar entre ellos para todos los ángulos. Para valores de  $80^\circ$  a  $120^\circ$  el  $C_{Fs}$  del modelo 1 es ligeramente menor a los otros modelos. Por lo tanto, se observa un mejor rendimiento de los modelos 2 y 3 bajos y medios ángulos de incidencia, mientras que a altos  $\alpha$  el modelo 1 es ligeramente mejor.

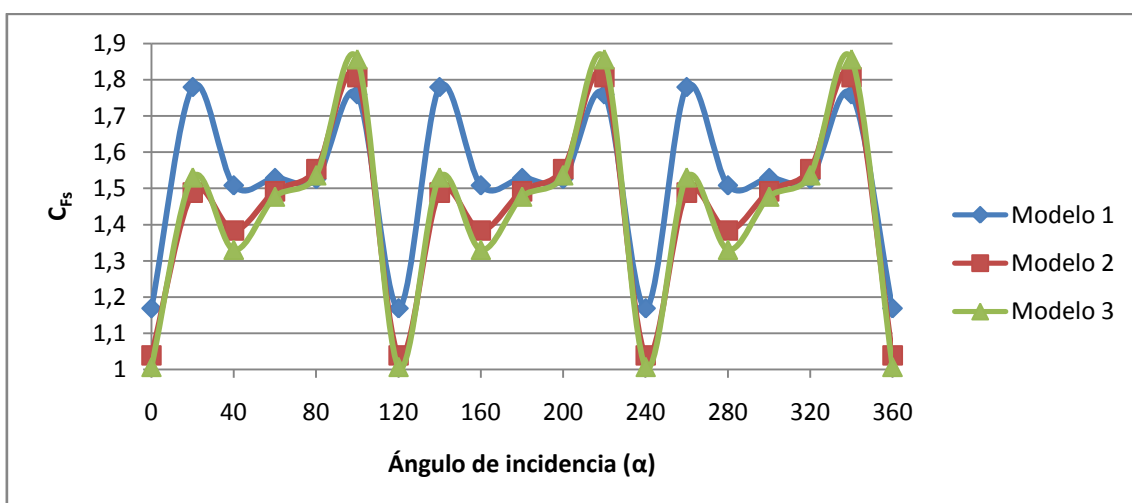


Figura 46 Coeficiente de arrastre estático ( $C_{Fs}$ ) versus Ángulo de incidencia ( $\alpha$ )

## 5.2 Análisis dinámico

En el caso dinámico, los resultados obtenidos varían a lo largo del tiempo, por lo que se estudiará la evolución de la presión y velocidad, así como los coeficientes de momento y resistencia en función del tiempo. En todos los casos de análisis el estudio se realiza hasta alcanzar un régimen de funcionamiento cuasi-estacionario.

### 5.2.1 Campo de presiones estáticas

Las presiones calculadas en las simulaciones numéricas de los modelos para una velocidad de punta de pala  $\lambda=0.4$  se muestran en las Figuras 47 a 49. Estas figuras representan la distribución de presión después del tercer giro, por lo que la estela ya está desplegada y ya se encuentra en una fase estacionaria. Para todos los casos se observa como la zona con mayores presiones se encuentra en la zona frontal, entre las palas 1 y 3, siendo éstas de valores similares. En cambio, se aprecia cierta diferencia en las presiones mínimas producidas en la estela entre el modelo 1 y los modelos 2 y 3, aunque la región de bajas presiones es mayor en éstos últimos. Esta diferencia presiones entre aguas arriba y aguas abajo del rotor crea una resistencia aerodinámica que podría hacer balancear el dispositivo.

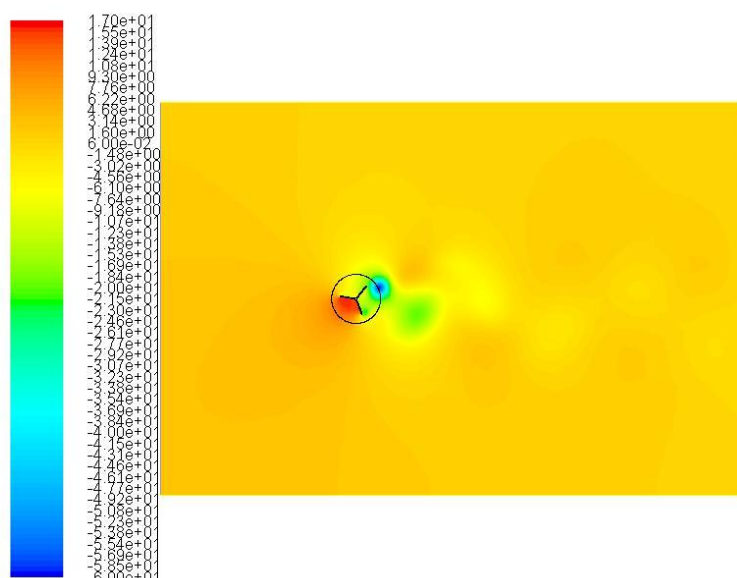


Figura 47 Distribución de presiones en el modelo 1 a  $\lambda=0.4$

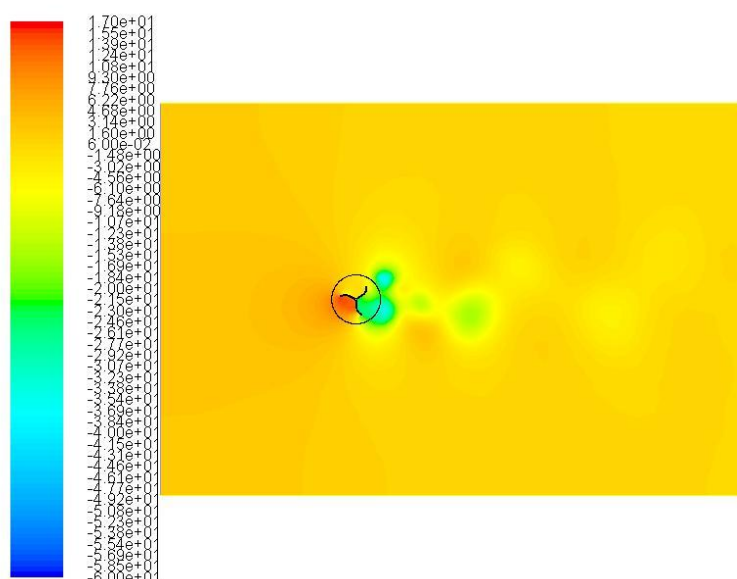


Figura 48 Distribución de presiones en el modelo 2 a  $\lambda=0.4$

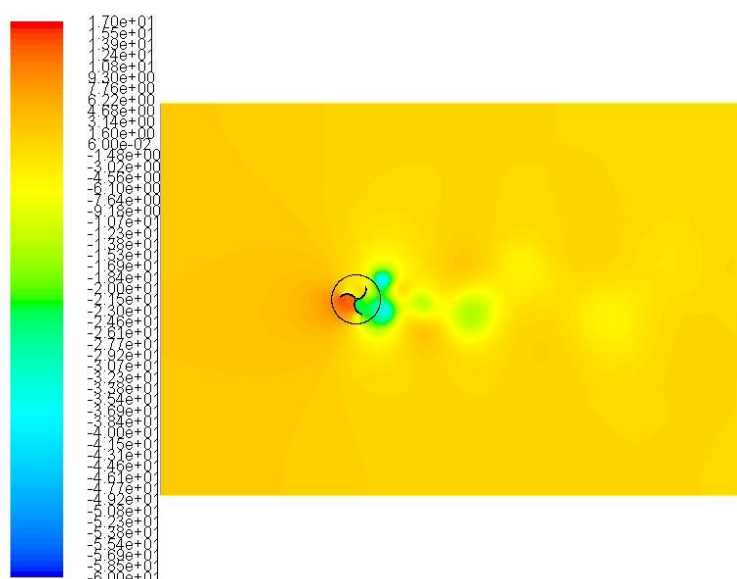


Figura 49 Distribución de presiones en el modelo 3 a  $\lambda=0.4$

### 5.2.2 Campos de velocidades

De la misma manera que las presiones, en las Figuras 50 a 52 se muestran los campos de velocidad para el mismo  $\lambda$ . Los tres modelos tienen vorticidad de estela similar, aunque en el modelo 1 se aprecia un rango de velocidades menor. Mientras que en los modelos 2 y 3 los mínimos valores de velocidad se sitúan entre las palas 1 y 3 del rotor.



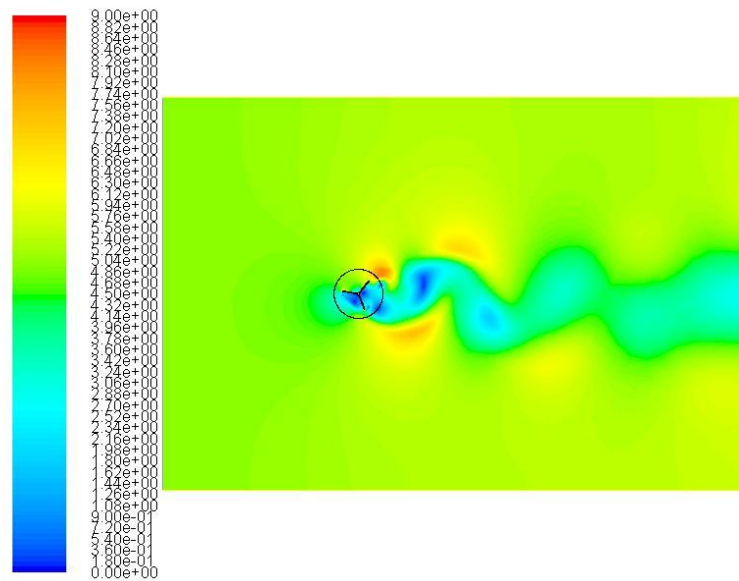


Figura 50 Distribución de velocidades en el modelo 1 a  $\lambda=0.4$

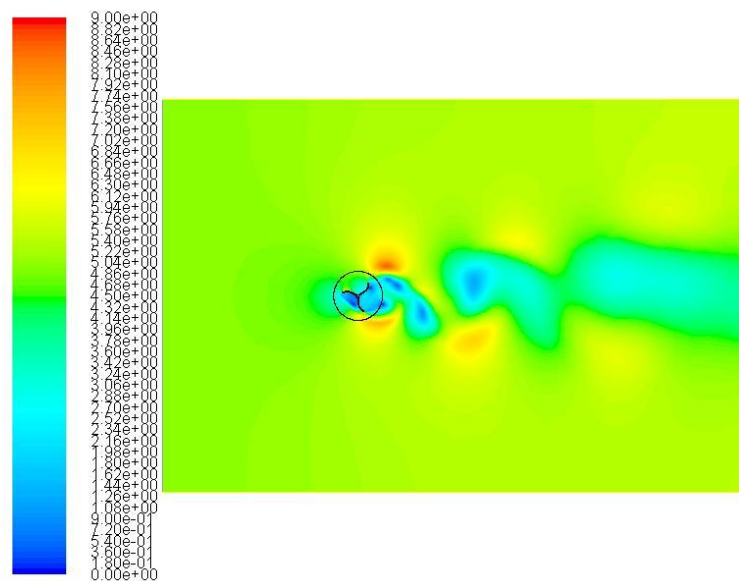


Figura 51 Distribución de velocidades en el modelo 2 a  $\lambda=0.4$

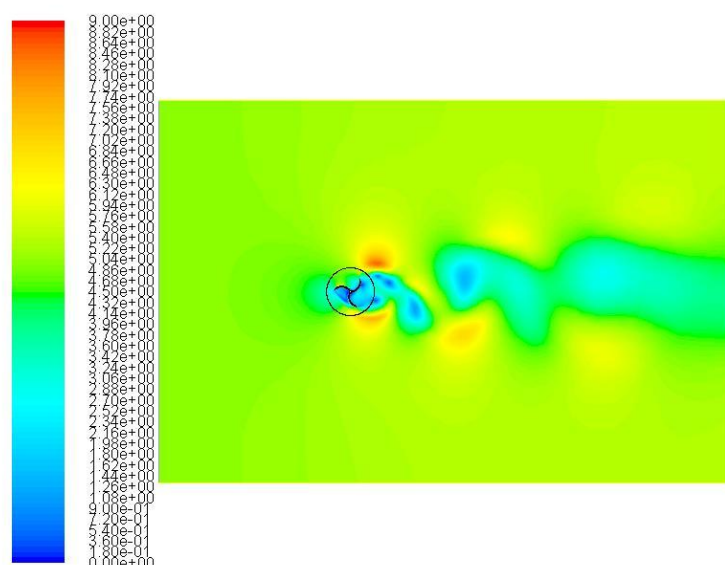


Figura 52 Distribución de velocidades en el modelo 3 a  $\lambda=0.4$

### 5.2.3 Coeficiente de torque

En la Figura 53 podemos ver los valores de coeficiente de torque ( $C_T$ ) de cada modelo para una velocidad de punta de pala  $\lambda=0.4$  a lo largo de la rotación del dispositivo. En el modelo se observa como  $C_T$  está centrado respecto a 0. Eso hace que a lo largo de una vuelta del dispositivo, éste sufra momentos negativos que favorecen la rotación y momentos positivos que son contrarios al sentido de rotación y frenen el dispositivo. Esta alternancia de sentido provoca vibraciones que podrían dañar el dispositivo. En los modelos 2 y 3 se obtienen resultados algo similares. Sigue habiendo zonas en las que el momento es contrario al movimiento, pero éstas son más reducidas y con valores muy inferiores a las observadas en el modelo 1.

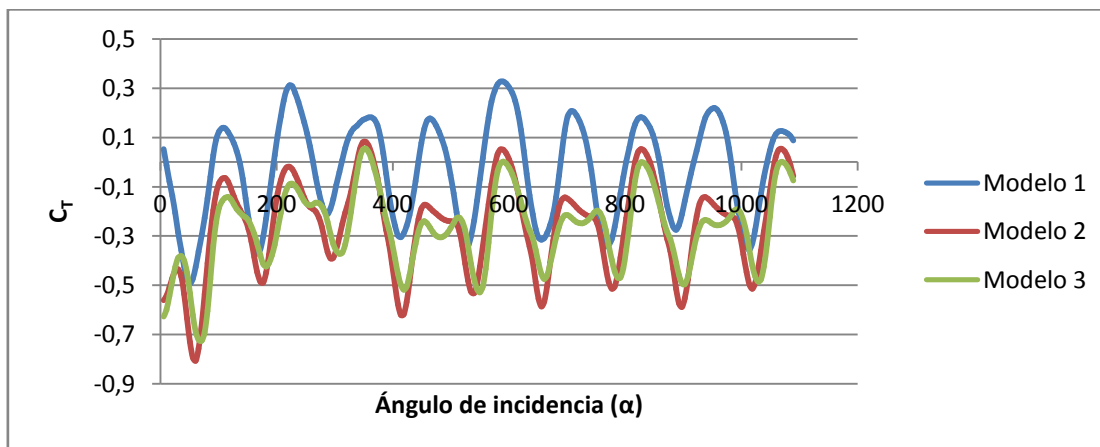


Figura 53 Coeficiente de momento ( $C_M$ ) versus Ángulo de incidencia ( $\alpha$ ) a  $\lambda=0.4$

Para analizar la variación del coeficiente de torque respecto a la velocidad de punta de pala  $\lambda$ , se determinará la media del  $\overline{C_T}$  obtenido a lo largo del tiempo. La Figura 54 representa dicha variación del  $\overline{C_T}$  para distintos  $\lambda$ . Se observa como los valores medios del modelo 1 son muy superiores a los modelos 2 y 3. Esto confirma lo mencionado en la Figura 53 en que los valores de  $\overline{C_T}$  son superiores en el modelo 1. A bajas velocidades de punta de pala se observa una ligera mejora en el  $\overline{C_T}$  en el modelo 3 respecto al 2. Entorno al rango medio de velocidades de punta de pala (0.3-0.7) los tres modelos tienen un descenso de los valores medio, esto hace suponer un mejor rendimiento para estas  $\lambda$ . En este rango se puede observar un mejor rendimiento del  $\overline{C_T}$  en el modelo 3, esto es importante ya que es el rango óptimo en el que va trabajar nuestro dispositivo. En cambio, a altas velocidades, es el modelo 3 el que tiene mejores prestaciones. Además, se produce este descenso en el rendimiento debido principalmente a la velocidad relativa de la pala respecto al viento. Eso es debido a que la velocidad incidente sobre la pala cuya velocidad es en el mismo sentido que el fluido crea una menor fuerza de arrastre, mientras que la pala contraria ve una velocidad neta mayor, creando así un mayor momento contrario al movimiento.

Comparando los valores máximos y mínimos obtenidos para cada  $\lambda$ , en la Tabla 12 se observa que la tendencia es la misma que la de la Figura 54, siendo en el modelo 1 los máximos positivos. En cambio, los modelos 2 y 3 únicamente sufren momentos positivos a  $\lambda$  bajas y altas. Comparando éstos dos últimos modelos, se observa un mejor comportamiento del modelo 3 a bajos  $\lambda$  (0.2-0.8). Pese a que el modelo 2 tenga los coeficientes de torque más bajos también sufre los máximos y, por lo tanto, las oscilaciones son mayores, lo que provoca vibraciones. A velocidades medias ( $\lambda \approx 0.6$ ), el rendimiento es muy superior en el modelo 3, ya que éste sufre las máximas más bajas y, además, la mínima es prácticamente idéntica en ambos modelos. Por lo tanto, las vibraciones son sustancialmente inferiores en el modelo 3 a este rango de  $\lambda$ . En cambio, a altas velocidades ( $\lambda > 0.8$ ), el modelo 2 es ligeramente superior en prestaciones al modelo 3.

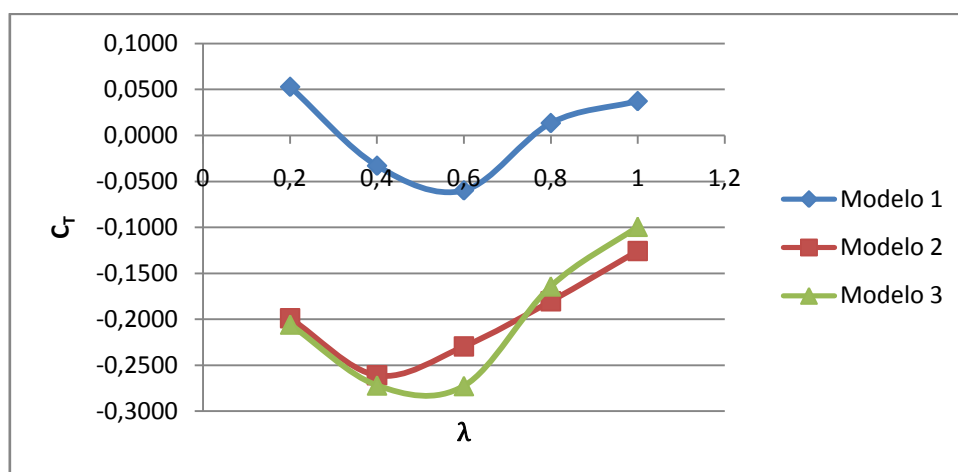


Figura 54 Coeficiente de momento ( $\overline{C_T}$ ) versus  $\lambda$

$\lambda$		Modelo 1	Modelo 2	Modelo 3
0.2	MAX	0.7964	0.3470	0.2664
	MIN	-0.8970	-0.9012	-0.7868
0.4	MAX	0.3272	0.0817	0.0543
	MIN	-0.4938	-0.8071	-0.7253
0.6	MAX	0.2299	-0.0106	-0.0764
	MIN	-0.5117	-0.6896	-0.6893
0.8	MAX	0.3030	0.0564	0.0089
	MIN	-0.3944	-0.5218	-0.6015
1	MAX	0.3425	0.1149	0.1242
	MIN	-0.4071	-0.5754	-0.5847

Tabla 12 Máximos y mínimos de  $C_T$  para distintos  $\lambda$

#### 5.2.4 Coeficiente de arrastre

Por lo que respecta al coeficiente de arrastre, en el modelo 1 se observa una mayor amplitud en la oscilación a lo largo de la rotación del dispositivo, mientras que los modelos 2 y 3 son ligeramente más constantes. Estas oscilaciones pueden provocar el balanceo del dispositivo, pudiendo afectar el comportamiento del dispositivo, del sistema de sujeción o incluso, del propio tendido eléctrico.

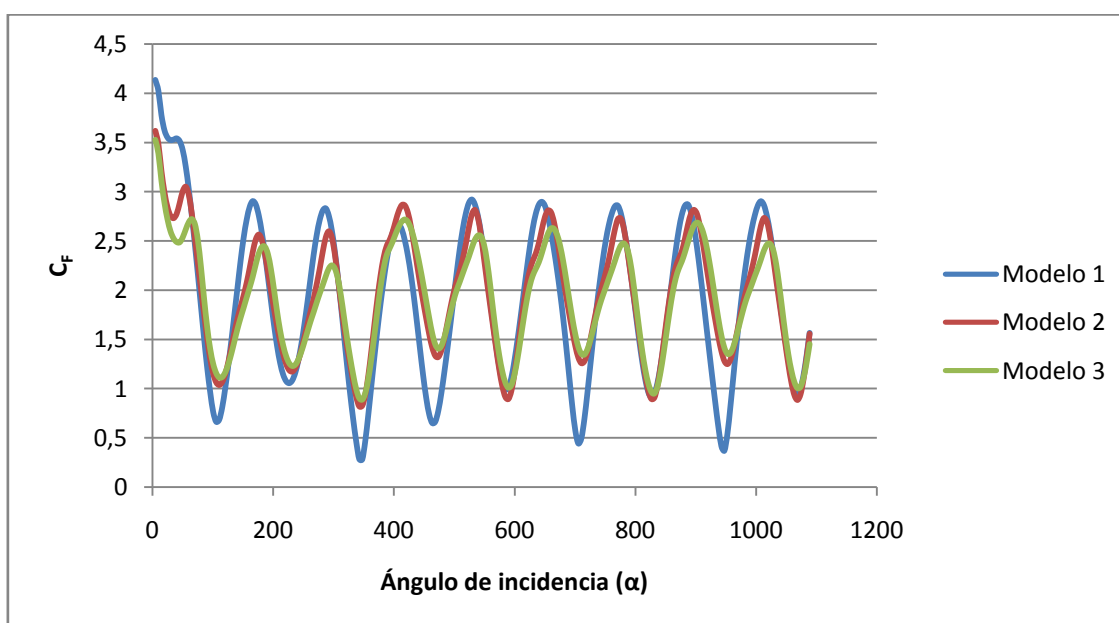


Figura 55 Coeficiente de arrastre ( $C_F$ ) versus Ángulo de incidencia ( $\alpha$ ) a  $\lambda=0.4$

### 5.3 Discusión de los resultados

En base al análisis numérico realizado y los requisitos del dispositivo antes mencionados, podemos concluir en primer lugar que el modelo 1 no es adecuado. Por un lado no garantiza cumplir los requisitos mínimos de rotación para un sistema de este tipo. Analizando los resultados de torque estático para este modelo, pese que el sentido de giro no es único (no es restrictivo en nuestro caso), el momento máximo obtenido puede crear problemas en el arranque, ya que podría ser inferior al par resistente (e.g. fricción). Por otro lado, el arrastre a bajos ángulos de incidencia es mayor que en el resto de modelos y esto implica una mayor fuerza sobre el dispositivo y la necesidad de añadir más lastre para obtener un comportamiento seguro.

Por lo que respecta al análisis dinámico, el rendimiento del modelo 1 es mucho menor que los modelos 2 y 3, ya que sufre constantes cambios en el sentido del torque generado, lo que provocaría grandes vibraciones que podrían afectarlo estructuralmente y acelerarían el desgaste, disminuyendo su vida útil. Además, la amplitud de las oscilaciones en el arrastre podría provocar grandes balanceos del dispositivo, lo cual sería perjudicial para el rotor y afectaría al cableado circundante.

En cuanto a la comparativa entre los modelos 2 y 3, los resultados obtenidos han sido muy parecidos entre ellos. En el análisis estático se observa cómo los valores de torque son muy similares entre ellos, únicamente existe una pequeña franja de ángulos de incidencia en los que el modelo 3 tiene un torque ligeramente mayor al modelo 2. En el caso dinámico, los valores medios obtenidos del coeficiente de torque a lo largo del tiempo dan una cierta mejoría al modelo 3, a excepción de a altas velocidades de punta de pala, donde el  $C_T$  es más ventajoso en el modelo 2. Por lo que respecta los valores máximos y mínimos obtenidos, se perciben mejores resultados en el modelo 3 a bajos y medios  $\lambda$ , ya que el rango de la oscilación es menor. En cambio, a altas  $\lambda$  el modelo 2 es ligeramente mejor al modelo 3. Por lo que respecta al arrastre creado, el modelo 3 sufre unas oscilaciones menos intensas. Por todo esto, el modelo 3 tiene unas prestaciones aerodinámicas ligeramente superiores al modelo 2.

Si tenemos en cuenta el resto de factores de análisis mencionados en el Capítulo 2, entre los modelos 2 y 3 no existe diferencia apreciable que pueda afectar a la durabilidad ni al peso y el coste de fabricación no debe variar significativamente en el caso de palas curvadas. Por lo tanto, se determina del análisis que el modelo 3 representa una configuración admisible que permite satisfacer en mayor medida los requisitos generales del dispositivo de señalización.

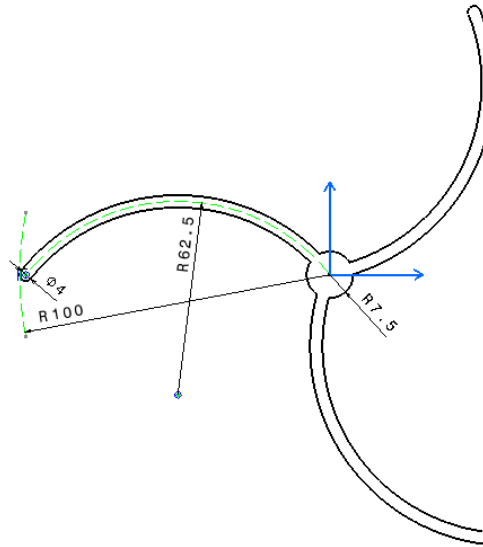


Figura 56 Configuración final del dispositivo

En cuanto a la longitud del rotor, según el máximo balanceo y peso admisible por el tendido eléctrico, se debe calcular la longitud máxima y el lastre necesario en función del arrastre de cada dispositivo. Dado que debe ajustarse para cada caso particular, estos parámetros no se definen en este trabajo. Se hará, sin embargo, un primer análisis aproximado del ratio de aspecto del dispositivo. Considerando el supuesto de no incluir ningún contrapeso, ver Figura 57 Ángulo de balanceo, se podrá estimar un ángulo máximo de balanceo mediante la ecuación resultante del balance momento entorno al cableado (Ec. 11).

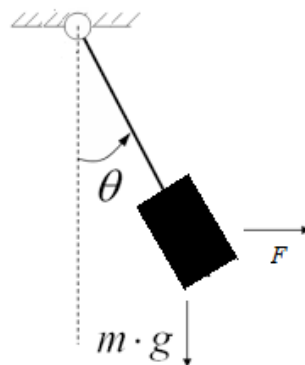


Figura 57 Ángulo de balanceo

$$\theta_{max} = \text{atan}\left(\frac{\rho V^2 D C_{F_{max}}}{\rho_r A g}\right) \quad (11)$$

## RESULTADOS Y DISCUSIONES

Siendo  $\rho$  la densidad del fluido,  $V$  la velocidad del fluido,  $D$  el diámetro del rotor,  $A$  el área transversal del rotor (ver Tabla 13),  $g$  la gravedad,  $\rho_r$  la densidad del material del rotor, en este caso se asumirá la misma densidad que dispositivos similares (Technologies, 2016), en este caso  $\rho_r = 1.2 \text{ g/cm}^3$ , por último  $C_{F_{max}}$  es la componente de la fuerza de arrastre proyectada en la dirección paralela al suelo. En este caso se asumirá que es el máximo del coeficiente de arrastre obtenido dinámicamente en el momento cuasi-estacionario, para ser conservativos, se añadirá un factor de seguridad, obteniendo un  $C_{F_{max}}$  de 3. Con esto valores se ha obtenido un ángulo máximo de balanceo de  $48^\circ$ . Este ángulo afectaría al rendimiento en la rotación, por lo que sería conveniente el uso de un contrapeso que redujese este ángulo máximo, ver Figura 58. El diseño del contrapeso se deberá tener en cuenta la longitud del dispositivo y la longitud del sistema de sujeción. Por lo que se deberá hacer un estudio conjunto entre ellos. En la Figura 59 se ilustra una aproximación del aspecto final del dispositivo.

$A_{eje} (\text{cm}^2)$	1.767
$A_{pala} (\text{cm}^2)$	4.165
$A (\text{cm}^2)$	14.263

Tabla 13 Área del rotor

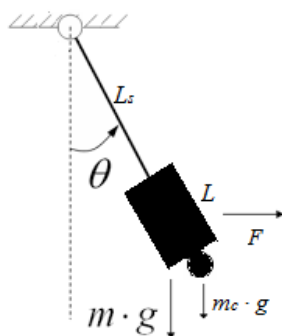


Figura 58 Sistema de contrapeso

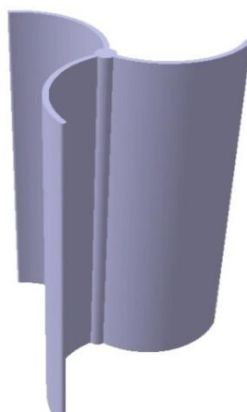


Figura 59 Dispositivo final

## 6. Conclusiones y trabajo futuro

En este trabajo se ha realizado el diseño preliminar de un sistema de señalización para evitar la colisión de aves con el tendido eléctrico. Siguiendo las especificaciones requeridas por la empresa *Birding Natura*, se ha realizado un primer estudio de la problemática, así como un análisis de las soluciones actuales. Una vez identificadas las causas de las colisiones, se ha realizado un estudio de las diferentes posibilidades de diseño, determinando el sistema tipo rotor como la mejor opción. Posteriormente se ha realizado un análisis de estos rotores a fin de determinar la mejor configuración. Para ello se ha realizado un estudio numérico de tres opciones de diseño, uno con placas planas y otros dos con diferentes curvatura en sus palas. Se ha realizado un análisis estático en el que se han obtenido los parámetros de arranque de cada uno de los rotores, y un análisis dinámico donde se han obtenido los parámetros aerodinámicos a lo largo del tiempo. Analizando los resultados obtenidos, se ha descartado por completo uno de los modelos (modelo 1) debido a su comportamiento dinámico, ya que en este modelo sufriría muchas más vibraciones, y previsiblemente un mayor balanceo que los otros dos modelos. Por lo que respecta a los modelos 2 y 3, los resultados obtenidos han sido muy similares, tanto en caso estático como en caso dinámico, con unas prestaciones ligeramente superiores en éste último. Por lo tanto, se ha determinado el modelo 3 como la configuración final del dispositivo.

Como se ha mencionado anteriormente, este trabajo se incluye dentro de un proyecto de mayor envergadura del diseño de un sistema de señalización del cableado eléctrico. Una vez determinado la configuración 2D final del modelo, en etapas futuras se deberá llevar a cabo las tareas necesarias a fin de completar el diseño del dispositivo anti-colisión. Se incluyen el estudio detallado del modelo 3D junto con el diseño del mejor sistema posible de sujeción al cableado eléctrico y el rodamiento de unión entre la sujeción y el rotor. Además se estudiará un sistema de contrapeso a fin de evitar el balanceo de la turbina debido al viento. Se realizará también el diseño y construcción del prototipo y ensayos aerodinámicos y de fatiga a fin de validar los resultados numéricos obtenidos. Finalmente se realizarán pruebas de campo a fin de evaluar la eficiencia del dispositivo para evitar las colisiones.



## 7. Presupuesto

En este capítulo se desglosa la inversión económica necesaria para este proyecto. En primer lugar el coste de personal para las tareas de investigación, diseño y estudio numérico, ha requerido un total de 360 horas a lo largo de las distintas fases del proyecto. El costo por hora para un ingeniero junior se ha estimado en 25€/h. En segundo lugar se tienen en cuenta en el presupuesto el coste de los recursos empleados en la realización del proyecto, básicamente el software empleado. Los costes se detallan a continuación en las Tablas 14-16.

Tarea	Nombre	Horas	Planificación		Coste
			Mes Inicio	Mes Fin	
	<b>Fase de diseño</b>	<b>360</b>	<b>0</b>	<b>4</b>	<b>9000</b>
1	Estudio del estado del arte	40	0	1	1000
2	Diseño del sistema de señalización	120	1	2	3000
3	Validación numérica del diseño	200	2	4	5000

Tabla 14 Coste de personal

CATIA	6000€
ANSYS	15000€
Coste total	21000€

Tabla 15 Coste de servicios

Coste personal	9000€
Coste de servicios	21000€
Coste total	30000€

Tabla 16 Coste total

## 8. Planificación del proyecto

Este proyecto se ha llevado a cabo en diversas etapas a lo largo de 4 meses. La primera de ellas consiste en investigación y análisis de la situación actual de las colisiones de aves contra el tendido eléctrico. La segunda fase consiste en la fase diseño, que engloba el estudio de diferentes las soluciones posibles y el análisis numérico de las mismas.

Actividades	Inicio	Duración (Días)	Fin
<b>Estado del arte</b>			
Estudio Problemática	08/02	10	18/02
Estudio Soluciones Actuales	18/02	10	28/02
<b>Fase de diseño</b>			
Diseño Conceptual	28/02	21	20/03
Diseño Preliminar	20/03	30	19/04
<b>Fase de análisis</b>			
Aprendizaje Ansys	19/04	20	09/05
Estudio Diseño Detallado	02/05	45	16/06

Tabla 17 Cronograma

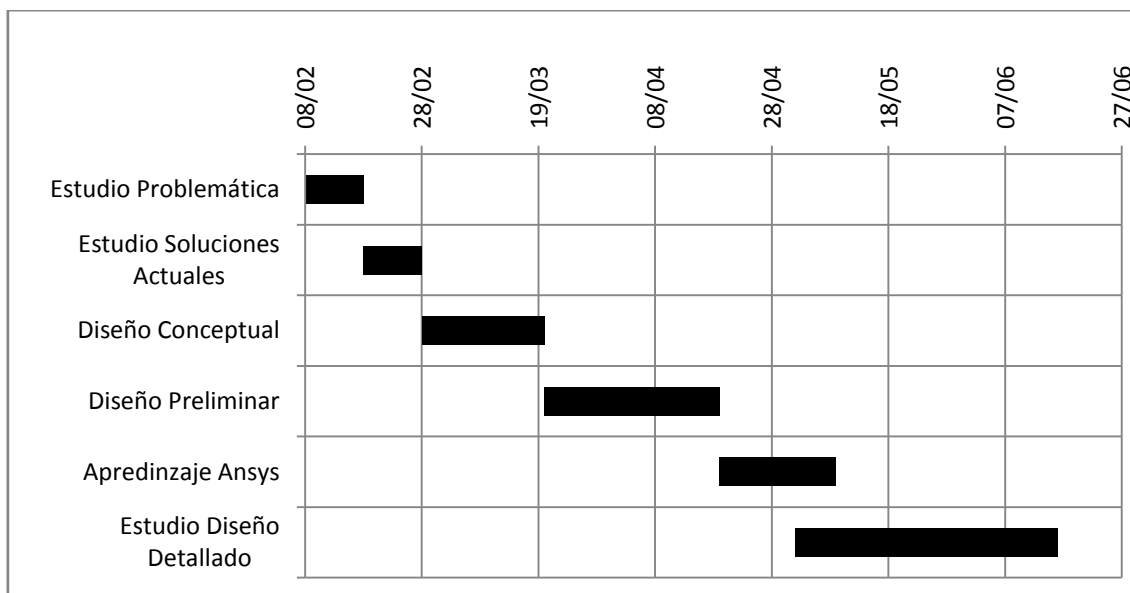


Figura 60 Diagrama de Gantt

## 9. Tareas futuras

Una vez determinado la configuración final del modelo en planta, una propuesta de continuación del proyecto de diseño de un dispositivo contra las colisiones en el tendido eléctrico podría ser el desarrollo de la configuración 3D del modelo conjuntamente con el sistema de sujeción y de contrapeso para formar la mejor configuración final. Posteriormente se realizarían ensayos aerodinámicos a fin de validar los resultados numéricos obtenidos y se realizarían pruebas en campo a fin de corroborar la eficiencia del dispositivo.

### 1. Fase diseño 3D

En esta fase se continuará la fase de diseño del dispositivo. Se estudiará y definirá la configuración 3D, sistema de sujeción y contrapeso.

#### 1.1. Estudio configuración 3D

En esta fase se estudiarán las dimensiones finales del modelo 3D.

#### 1.2. Estudio sistema de sujeción y de contrapeso

Conjuntamente con el estudio de la configuración 3D, se estudiará el sistema de sujeción y de contrapeso.

### 2. Fase de prototipado

En esta fase se validará los resultados numéricos obtenidos mediante ensayos aerodinámicos y se desarrollará la fase de diseño y construcción del prototipo.

#### 2.1. Estudio de adecuación a túneles en el ETSEIAT y efectos de escala

Primeramente se realizará el estudio de adecuación del modelo al túnel de viento de ETSEIAT, estudiando las correcciones necesarias y los efectos de escala.

#### 2.2. Determinación del rango de estudio

Posteriormente se determinará los ensayos requeridos a fin de validar los resultados obtenidos numéricamente.

#### 2.3. Diseño y construcción del prototipo

A la vez que se realiza el estudio de adecuación y determinación del rango de estudio se realizará en diseño y construcción del prototipo.

#### 2.4. Ensayos aerodinámicos

Finalmente, se realizarán los ensayos fijados para la validación del modelo.

### 3. Fase de construcción y ensayos en campo

Una vez validado y fijado el modelo final de dispositivo, se realizará la fase de construcción del dispositivo real y se procederá a los ensayos en campo.

### 4. Estudio sistemas adicionales

En esta fase se estudiaría los elementos adicionales de visibilidad mediante luces LEDs y mediante elementos sonoros.

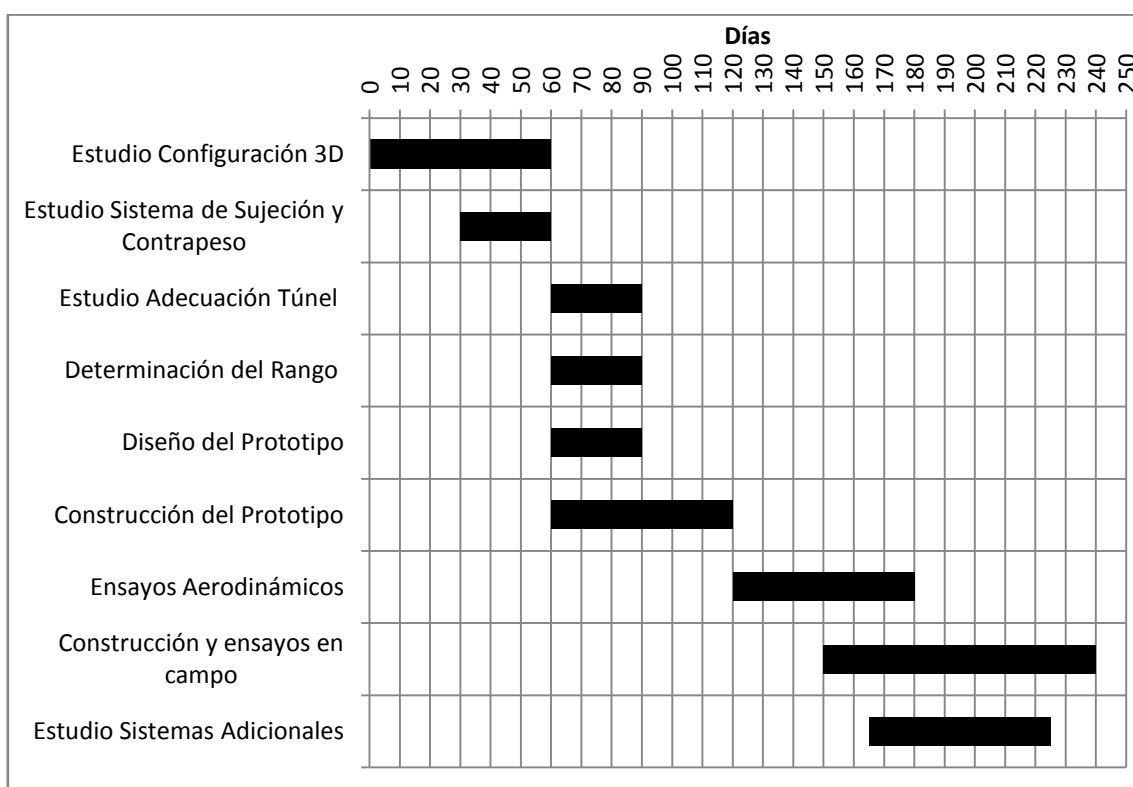


Figura 61 Fases futuras

## 10. Bibliografia

- ANSYS Inc. (23 de 01 de 2009). ANSYS FLUENT 12.0 Theory Guide.
- Akwa, J. V., Vielmo, H. A., & Prisco Petry, a. (2012). A review on the performance of Savonius wind turbines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 3054-3064.
- Avian Power Line Interaction Committee. (2012). *Reducing Avian Collisions with Power Lines*. Washington D.C.: Edison Electric Institute and APLIC.
- Bashar, M. M. (2014). Computational and Experimental Study on Vertical Axis Wind Turbine in Search for an Efficient Design.
- Ferrer, M. (2012). *Aves y tendidos eléctricos*. Sevilla: Fundación MIGRES.
- Flores, R. (2016). Some Fundaments of Boundary Layer Theory & Analysis.
- Gehring, J., Kerlinger, P., & Manville, A. M. (2009). Communication towers, lights, and birds: succesful methods of reducing the frequency of avian collisions. *Ecological Applications*, 505-514.
- Hadi, M. (2013). Experimental Comparison Study for Savonius Wind Turbine of Two & Three Blades at Low Speed. *International Journal of Modern Engineering Research*.
- Hayashi, T., Li, Y., Hara, Y., & Suzuki, K. (2005). Wind Tunnel Test on a Three-stage Out-phase Savonius Rotor. *JSME International Journal*.
- Idescat. (2016). *Idescat*. Obtenido de <http://www.idescat.cat/pub/?id=aec&n=214&lang=es>
- Jenkins, A. R., Smallie, J. J., & Diamond, M. (2010). Avian collisions with power lines: a global review of causes and mitigation with a South African perspective. *Bird Conservation International*, 263-278.
- Lee, J. H., Lee, Y. T., & Lim, H. C. (2014). Effect of helical angle on the performance of Savonius wind turbine. *advances in Civil, Enviromental, and Materials Research*.
- Niaz Morshed, K. (2010). Experimental and Numerical Invetigations on Aerodynamic Characteristics of Savonius Wind Turbine with Various Overlap Ratios.
- Patel, C. R., Patel, V. K., Prabhu, S. V., & Eldho, T. L. (2013). Investigation of Overlap Ratio for Savonius Type Vertical Axis Hydro Turbine. *International Journal of Soft Computing and Engineering*.
- Rafart, E. P. (2014). *Seguiment de l'accidentalitat de l'avifauna en línies elèctriques a catalunya*.
- P&R. Technologies (2016). The "FireFly" Bird Flapper/Diverter. Portland, USA.